Nr. 4. Warszawa, 25 kwietnia 1929 r. Rok VII.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.**
REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.
GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

(por. *Technika Cieplna,* 1929, str. 24)

IV. Turbiny pracujące z pobieraniem pary.

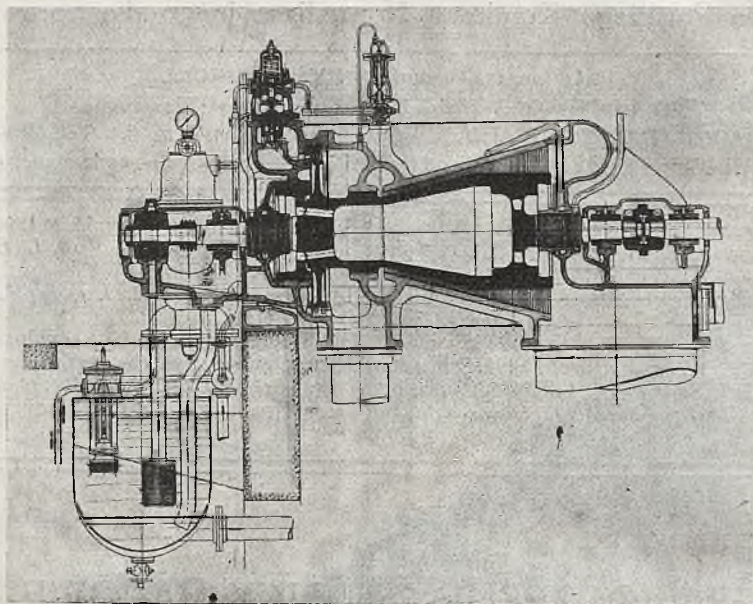
Turbiny powyższego rodzaju stosuje się w tych wypadkach, w których para wylotowa nie może być całkowicie wyzyskana do celów fabrykacyjnych, lub też w których zapotrzebowana ilość pary wylotowej jest zmienna i nie pokrywa się w czasie z obciążeniem silnika; — miejsce pobierania pary z turbiny zależy od wysokości ciśnienia pary dolotowej i pary pobieranej. Turbiny z pobieraniem pary pracują przeważnie z kondensacją, choć w niektórych wypadkach także z przeciwprężnością, jeśli do celów fabrykacyjnych potrzebna jest para o dwóch różnych ciśnieniach, a para wytwarzająca moc może być całkowicie zużyta do fabrykacji.

Turbiny z pobieraniem pary stosuje się ze względu na zmniejszenie kosztów inwestycyjnych; — każdy turbogenerator tego rodzaju zastępuje bowiem dwa agregaty, mianowicie jeśli pracuje z kondensacją, — turbinę przeciwprężną i kondensacyjną, — a jeśli pracuje z przeciwprężnością, to zastępuje dwa turbogeneratory przeciwprężne o ciśnieniu wylotowem różnej wysokości. Turbiny pracujące z pobieraniem pary o wyższem ciśnieniu powinny być zasilane parą dolotową o znacznie wyższem ciśnieniu niż turbiny kondensacyjne, aby otrzymać najkorzystniejsze wyniki rentowności siłowni. Nie posiadają one jednak tak wysokiej sprawności jak turbiny kondensacyjne dla jednakowych warunków pracy, ponieważ część wysokoprężna musi być zbudowana dla przepływu największej ilości pobieranej pary i wytworzenia normalnej mocy silnika, a część niskoprężna — dla wytworzenia normalnej mocy silnika przy najmniejszej ilości pobieranej pary; oprócz tego zachodzą straty w organach regulacyjnych części niskoprężnej. Im mniejsze są różnice ilości pobieranej pary, tem wyższa może być sprawność turbiny. Z tej przyczyny zamawiający turbinę pracującą z pobieraniem pary powinien starannie zbadać przewidywane warunki pracy, a nie stawiać lekkomyślnie warunku, że pobieranie pary wynosi *o* do *x kg/h.* O ile możności należy pobieranie *o kg* wykluczyć, aby umożliwić konstruktorowe budowę turbiny o wyższej sprawności i aby zmniejszyć koszty budowy i napędu urządzenia kondensacyjnego. Naogół turbina zbudowana dla pobierania pary zużywa, pracując wyłącznie na kondensację, około 5% do 8% więcej pary od normalnej turbiny kondensacyjnej. Budowa turbin pracujących z pobieraniem pary jest bardzo różnorodna. Są one wykonywane wyłącznie jako turbiny osiowe, jedno — i kilkokadłubowe, bo turbin promieniowych Ljungstroema nie można do tego celu odpowiednio zmienić. Chcąc przy pobieraniu pary zastosować *system Ljungstroema,* trzeba ustawić dwa agregaty, jeden przeciwprężny (por. rys. 73), zaopatrzony w regulację według zasad rys. 81, a drugi kondensacyjny (rys. 21). Wykonanie takie, posiadające zamiast jednego generatora elektrycznego o dużej sprawności cztery generatory małe, jest oczywiście o około

35% kosztowniejsze, a pewne oszczędności, które uzyskuje się na paliwie, nie są jednak decydujące. W niektórych wypadkach układ tego rodzaju może być wskazany, mianowicie jeśli chodzi o zapewnienie mocy zapasowej.

naogół nie znajdują zastosowania jako silniki o wielkiej mocy.

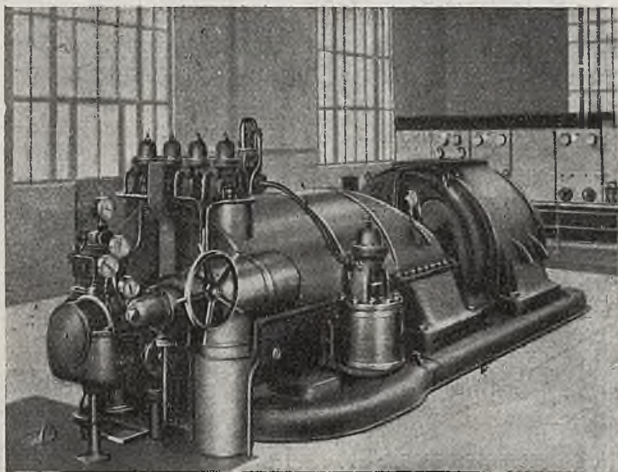
Najprostsza turbina z pobieraniem pary składa się z dwóch wirników Curtis'a; — pobieranie pary odbywa się za pierwszem kołem. Sil-



Rys. 88. Turbina kondensacyjna z pobieraniem pary fabryki Brown-Boveri.

nik taki nie posiada wysokiej sprawności, — zużycie pary jest duże, również duże jest zdzieranie się łopatek, lecz małe są koszty jego budowy. Chcąc osiągnąć wyższą sprawność, trzeba budować turbiny wielostopniowe. Wytwórnia *Brown-Boveri* buduje jednokadłubowe turbiny kondensacyjne z pobieraniem pary według rys. 88. Pobieranie pary odbywa się za kołem Curtis'a, a niskoprężna część kondensacyjna jest wielostopniową reakcyjną. Ze względu na niską sprawność koła Curtis'a powyższy ustrój jest odpowiedni tylko dla ciśnienia dolotowego poniżej 20 *atn* i dość wysokiego ciśnienia pobieranej pary, zwłaszcza że część niskoprężna jest kosztowna, a zatem rentuje się tylko wówczas, gdy duży procent pary w niej pracuje. Część wysokoprężna jest wyposażona w regulację ilościowo-jakościową zapomocą czterech zaworów regulacyjnych, jak to także widoczne z rys. 89, natomiast część niskoprężna posiada regulację jakościową przez dławienie pary w zależności od regulatora ciśnienia, ustawionego na kadłubie turbiny w środku jego długości. Jeden lub przeważnie dwa zawory regulacyjne części niskoprężnej są ustawione obok kadłuba turbiny, której sprawność przy zmiennem obciążeniu i zmiennej ilości pobieranej pary mogłaby być powiększona przez dodanie na początku części niskoprężnej jednego koła akcyjnego, umożliwiającego zastosowanie regulacji ilościowo-jakościowej.

Osiowe turbiny jednokadłubowe z pobieraniem pary buduje się przeważnie dla ciśnień do 22 *atn*, 375° C i średnich mocy, natomiast dla



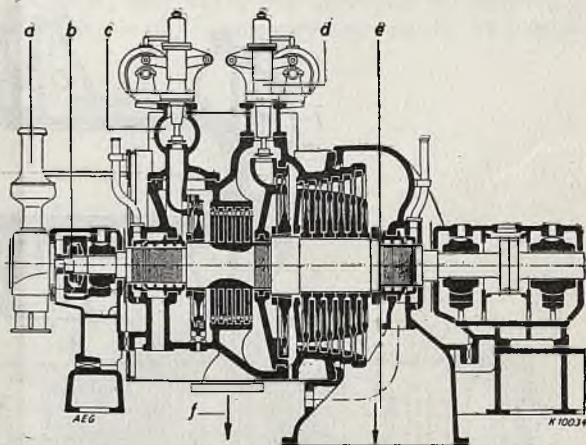
Rys. 89. Turbina z pobieraniem pary fabryki Brown-Boveri.

wyższych ciśnień i temperatur oraz większych mocy buduje się dwukadłubowe turbiny; — silniki trójkadłubowe są bardzo rzadko wykonywane (tylko przy bardzo wysokiem ciśnieniu pary dolotowej), ponieważ turbiny z pobieraniem pary

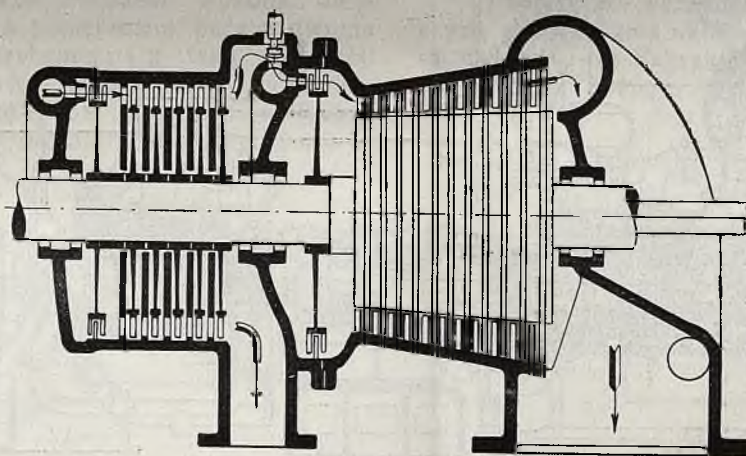
Wytwórnie *Tow. A. E. G.*, *Pierwsza Brneń-*

ska Fabryka, *Skoda*, *Escher - Wyss* stosują w swych jednokadłubowych turbinach z pobieraniem pary system akcyjny, jedynie w wypadkach, w których część niskoprężna ma posiadać dużą sprawność, pierwsze dwie fabryki budują ją jako koło akcyjne o jednym lub dwóch stopniach prędkości w połączeniu z reakcyjną częścią. Rys. 90 przedstawia jednokadłubową kondensacyjną turbinę z pobieraniem pary *Tow. A. E. G.* Na rysunku tym oznacza *c* regulację ilościowo-jakościową części wysokoprężnej w zależności od regulatora obrotów *a*, *d* oznacza regulację ilościowo-jakościową części niskoprężnej w zależności od regulatora ciśnienia i regulatora obrotów,—*f*—odpływ pary pobieranej, — *e* — odpływ pary do kondensatora, — *b* — klockowe łoże stopowe. Część wysokoprężna turbiny tworzy jedno koło Curtis'a i kilka całkowicie zasilanych kół akcyjnych, część niskoprężną natomiast jedno częściowo zasilane koło akcyjne i kilka całkowicie zasilanych kół akcyjnych. Turbina powyższego rodzaju odznacza się nawet przy ciśnieniu dolotowem około 22 *atn* i 375° *C* dużą niezawodnością biegu i posiada dość wysoką sprawność części wysokoprężnej, a sprawność części niskoprężnej może być powiększona przez zastąpienie wirników akcyjnych systemem reakcyjnym (rys. 91). Ostatnia zmiana jest wtedy pożądana, gdy praca części niskoprężnej ma być przeważnie większą od pracy części wysokoprężnej, którą wykonywa się czasem, słusznie, o kształcie stożkowym. Natomiast pewne zastrzeżenia można wyrazić w stosunku do budowy turbiny według rys. 92, mianowicie w stosunku do zbyt krótkich łopatek reakcyjnych części wysokoprężnej, jeśli moc turbiny nie jest duża. Część wysokoprężna składa się tutaj bowiem z koła Curtis'a i z wielostopniowej turbiny reakcyjnej, a część niskoprężna z jednego koła akcyjnego i z wielostopniowej turbiny reakcyjnej. Ujemnie na sprawność tego systemu wpływają straty spowodowane tłokami odciążającemi *T* i *O*.

Ze względu na stosowanie w turbinach pracujących z pobieraniem pary wyższych ciśnień i temperatur pary dolotowej, używa się w nich nawet dla mniejszych mocy około 2000 *kW* turbin dwukadłubowych. Poszczególne wytwórnie wykonywują przeważnie typy podobne do budowanych przez nie turbin kondensacyjnych, względnie przeciwprężnych, starając się umieszczać pobieranie pary pomiędzy kadłubem wysoko—i niskoprężnym.

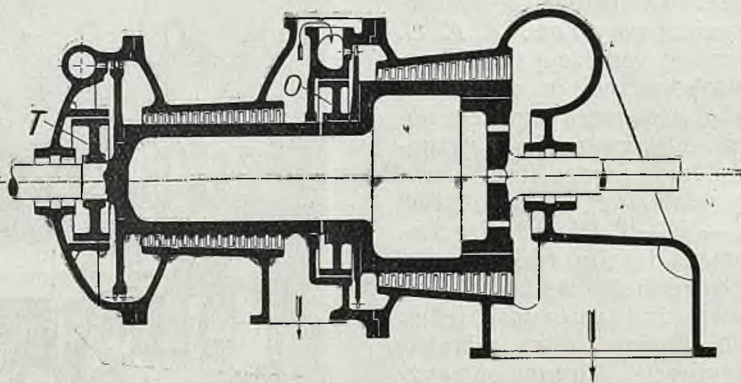


Rys. 90. Turbina kondensacyjna z pobieraniem pary A.E.G.


Rys. 91.

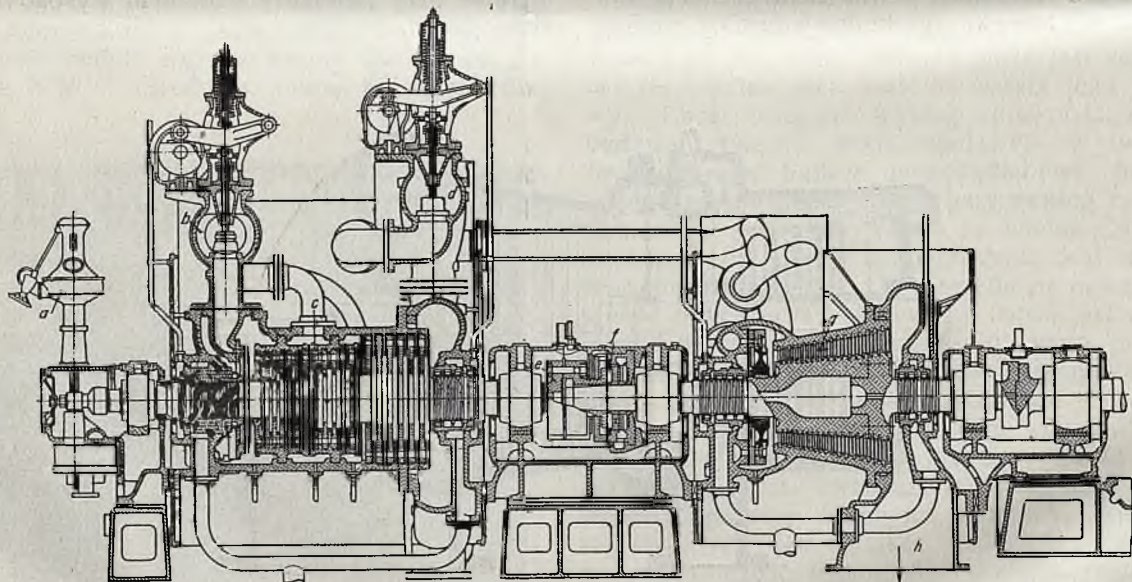
Normalna dwukadłubowa turbina kondensacyjna z pobieraniem pary fabryki *Brown-Boveri* jest budowana według rys. 51-go z tą różnicą, że tak wirnik wysoko—jak i niskoprężny otrzymują ze względu na duże wahania ciśnień w silniku po jednym tłoku odciążającym, co wpływa oczywiście ujemnie na sprawność turbiny. Pobieranie

pary odbywa się pomiędzy cylindrem wysoko- i niskoprężnym. Ponieważ jednak w turbinach z pobieraniem pary przepływa przez część wysokoprężną większa ilość pary, niż w kondensacyjnych, przeto otrzymuje się w nich przeważnie już przy mocy mniejszej powyżej około 4000 *kW*, taką długość łopatek, która pozwala na zastosowanie dostatecznie dużej szczeliny pomiędzy częściami wirującemi i nieruchomemi.



Rys. 92.

Dwukadłubowe turbiny kondensacyjne z pobieraniem pary za cylindrem wysokoprężnym buduje fabryka *Skody* jako czysto akcyjne według rys. 47-go, natomiast *Pierwsza Brneńska Fabryka* wyposaża cylinder wysokoprężny w koło *U* i w kilkanaście stopni akcyjnych, czasem o średnicach stożkowo wzrastających, a cylinder niskoprężny w koło *U* i kilkanaście stopni reakcyjnych (patrz rys. 52). Bardzo podobną do ostatniego rodzaju jest budowa turbiny z pobieraniem pary w wykonaniu T*ow. A. E. G.* Na rys. 93 widzimy taką turbinę o mocy 10,000 *kW* przy *n* = 3000 *obr/min* dla ciśnienia dolotowego 32,5 *atn* i 400° C, dla ciśnienia pobieranej pary za cylindrem wysokoprężnym 4 *ata* i dla przeciwciśnienia za cylindrem niskoprężnym 0,45 *ata*; para wylotowa zostaje bowiem w ilości aż do 65000 *kg/h* zużyta do podgrzewania wody zasilającej kotły. Część wysokoprężna *c* jest tutaj akcyjną, a część niskoprężna *g* składa się z koła Curtis'a i z wielostopniowej turbiny reakcyjnej;— *b* oznacza regulację cylindra wysokoprężnego, natomiast *d*—niskoprężnego. Silnik posiada tylko jedno klockowe łoże stopowe *f* i stałe sprzęgło *e*, a napęd generatora elektrycznego znajduje się po stronie niskoprężnej.

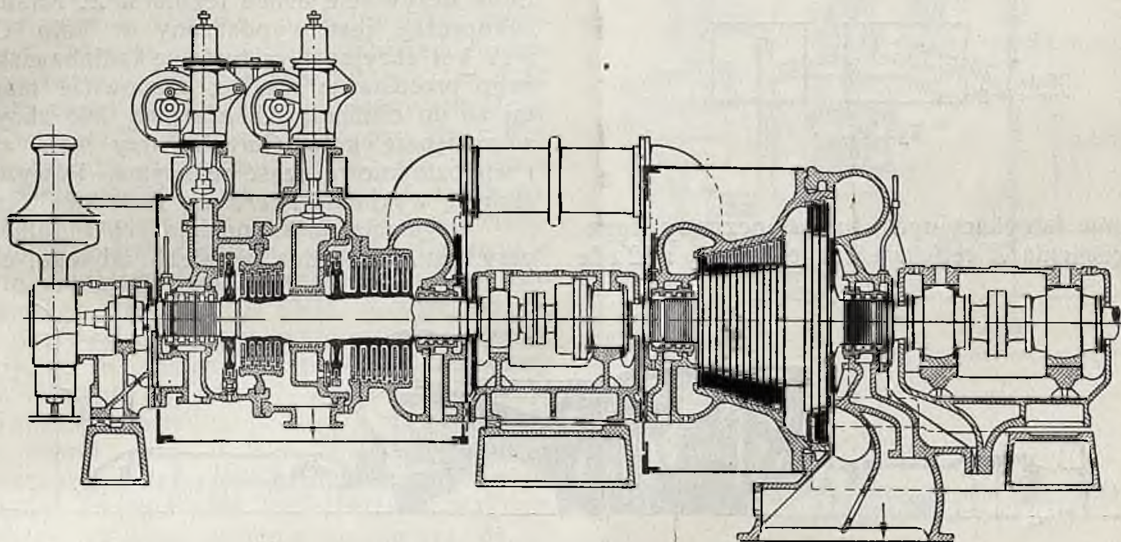


Rys. 93. Dwukadłubowa turbina z pobieraniem pary A.E.G. (10000 kW).

Przy pobieraniu pary o wyższem ciśnieniu T*ow. A. E. G.* zmienia trochę powyższą budowę. jak to wynika z rys. 94, przedstawia-

jącego turbinę o mocy 10,000 kW przy n = 3000 *obr/min*. Ciśnienie pary dolotowej wynosi tutaj 25 *atn*, 375° *C*, pary pobieranej w ilości do 20 *t/h*—10 *atn*, a silnik pracuje z kondensacją. Pobieranie pary odbywa się mniej więcej w środku długości zajmowanej przez wirniki wysokoprężne wyłącznie akcyjne z pierwszemi stopniami regulacyjnemi Curtis'a; — kadłub niskoprężny posiada łopatki reakcyjne, umieszczone na bębnie.

rozłączenia sprzęgła *S* i nie zawsze jest wskazane ze względów na budynek. W obydwóch rysunkach zastosowano następujące oznaczenia: *W. P. C.* — wysokoprężny cylinder, *N. P. C.* — niskoprężny cylinder *G* i *H* — generatory elektryczne, *A* i *B* — regulacje, które powinny być uzależnione nietylko od oddzielnych regulatorów obrotów, lecz także od ciśnienia pobieranej przy *F* pary, — *Z* — samoczynny zawór redukcyjny,

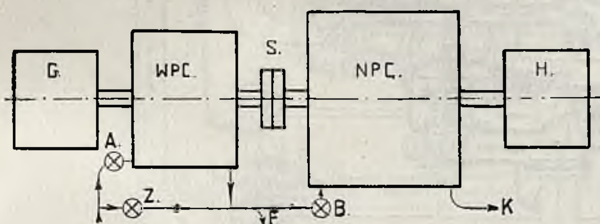


Rys. 94. Dwukadłubowa turbina z pobieraniem pary A.E.G. (10000 kW).

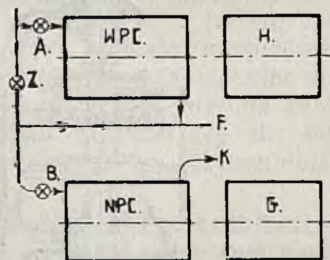
Każda z ostatnio rozważanych turbin napędzała tylko jedną prądnicę. W niektórych wypadkach jest jednakże wskazane wykonać dwukadłubową turbinę z pobieraniem pary z dwoma generatorami elektrycznemi i z taką regulacją, aby i turbogenerator wysokoprężny i niskoprężny mogły oddzielnie pracować. Wprawdzie instalacja tego rodzaju jest trochę kosztow-

t. zw. regulator ciśnienia,— *K* — odpływ pary do kondensatora.

Powyżej zaznaczone względy były też przyczyną zastosowania układu compound turbogeneratora w siłowni Fabryki Celulozy we Włocławku Sp. Akc. R. Saenger (rys. 97). Silnik pracuje



Rys. 95.



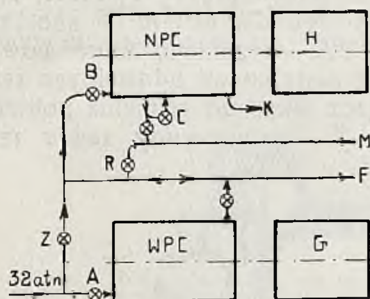
Rys. 96.

niejsza, lecz zaoszczędza się wydatków na silniki zapasowe, jeśli część mocy zapasowej można uzyskać z istniejących silników.

Zagadnienie to można rozwiązać zapomocą układu tandem (rys. 95) lub układu compound (rys. 96). Wykonanie pierwszego rodzaju jest tańsze, posiada korzystniejszy przepływ pary z cylindra wysoko- do niskoprężnego, lecz drugostronnie wymaga przy pracy jednego silnika

z ciśnieniem dolotowem 32 *atn* i 400° C.; za cylindrem wysokoprężnym *W. P. C.*, który napędza prądnicę *G* pobiera się parę w ilości do 12 *t/h* o ciśnieniu około 7 *atn*, która przy *F* płynie do warników. Z cylindra niskoprężnego, który napędza drugą prądnicę *H*, pobiera się przy *C* parę w ilości do 12,5 *t/h* o ciśnieniu około 3,5 *atn*, która przy *M* płynie do ogrzewania maszyn papierniczych. Reszta pary odpływa przy *K* do

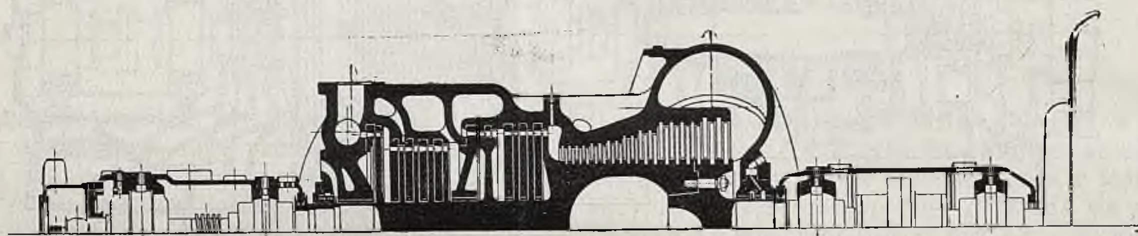
kondensatora, który może skroplić do 7 *t/h* pary. W razie gdyby silniki dostarczały za mało pary



Rys. 97.

do celów fabrykacyjnych, to samoczynny regulator ciśnienia *Z* redukuje ciśnienie pary z 32 *atn* prężnego również o czterech zaworach, a *C* — regulację pobierania pary o ciśnieniu 3,5 *atn*. Moc obydwóch turbogeneratorów ma wynosić 3.000 *kW* przy $n=3000$ *obr/min*, moc oddzielnie pracującego turbogeneratora wysokoprężnego — 2200 *kW*, a moc oddzielnie pracującego turbogeneratora niskoprężnego 1000 *kW*. W razie unieruchomienia turbogeneratora wysokoprężnego, turbogenerator niskoprężny łącznie z istniejącym starym silnikiem może uruchamiać fabrykę przyczem oczywiście działa regulator *Z*. Kadłub wysokoprężny jest wyposażony w koło Curtis'a i 17 kół akcyjnych, a budowę kadłuba niskoprężnego przedstawia rys. 98, mianowicie mamy tutaj aż do ciśnienia 3,5 *atn* pięć kół akcyjnych, a następnie koło Curtis'a, trzy koła akcyjne i wielostopniową część reakcyjną. Powyższą instalację wykonała *Pierwsza Brneńska Fabryka*.

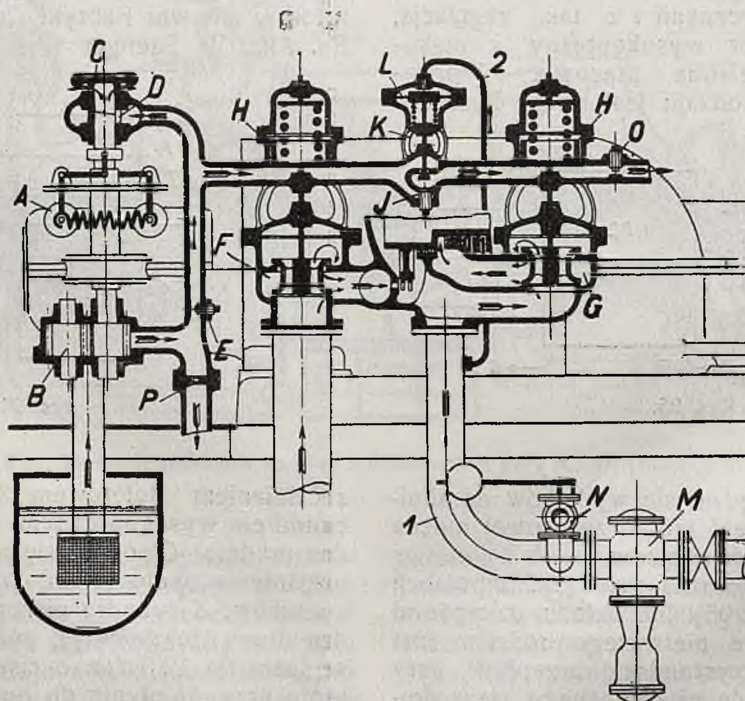
Regulacja turbin pracujących z pobieraniem pary jest różnorodna, a zależy od tego, czy po-



Rys. 98. Niskoprężny cylinder turbiny z pobieraniem pary Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

do 7 *atn*, a samoczynny regulator ciśnienia *R* ciśnienie pary z 7 *atn* do 3,5 *atn*.

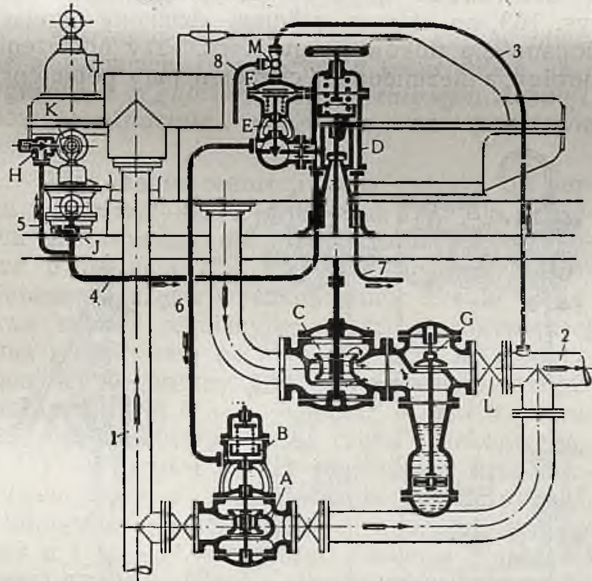
A oznacza regulację cylindra wysokoprężnego o czterech zaworach, *B* — cylindra niskobiera się parę w jednem lub dwóch miejscach i czy silnik pracuje z kondensacją lub z przeciwprężnością. Firma *Brown-Broveri*, która w regulacjach turbin zajmuje przodujące stanowisko,



Rys. 99. Regulacja turbiny z pobieraniem pary budowy Brown-Boveri.

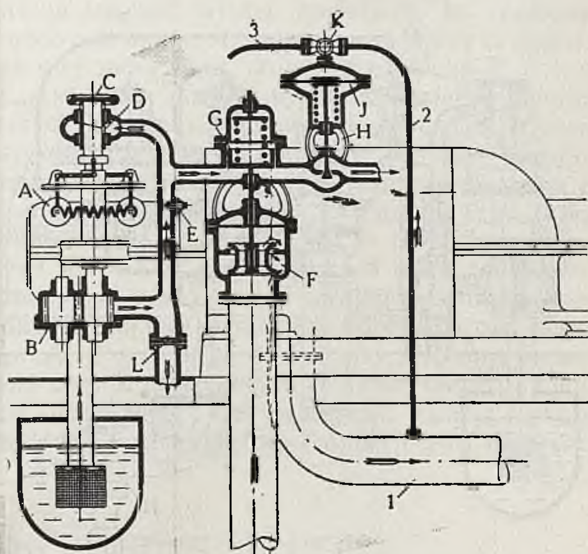
stosuje w turbinach kondensacyjnych regulację pobierania pary, której zasady podaje rys. 99. *B* oznacza tutaj pompkę olejową, *P* — odpływ oleju do smarowania łożysk, *D*—szczelinę sterowaną regulatorem obrotów *A*, *H* i *F*—regulację pary świeżej, *H* i *G*—regulację pary pobieranej, *L* — membranę, na której jedną stronę działa ciśnienie pary pobieranej, doprowadzanej rurką 2; M—jest zaworem zwrotnym, a zawór *J* służy do wyłączania regulacji pobierania pary.

Przy zwiększaniu się ciśnienia pary pobieranej w rurce 1, zaworek, na który działa membrana *L*, otwiera się więcej, skutkiem czego zawory regulacyjne *G* wpuszczają większą ilość pary do części niskoprężnej, a zawory regulacyjne *F* wpuszczają mniejszą ilość pary do części wysokoprężnej;—przy zmniejszeniu się ciśnienia pary pobieranej w rurce 1, regulacja działa odwrotnie. Natomiast przy zwiększeniu się obciążenia turbiny pochwa regulatora obrotów *A* postępuje w górę, skutkiem czego zmniejsza się ilość dopływającego szczeliną *D* oleju, a zwiększa się ilość dopływającej przez wysokoprężne zawory *F* pary, co w następstwie powoduje chwilowy zwrot ciśnienia w rurze 1, który wyregulowuje się w sposób poprzednio podany. Chcąc zapewnić sobie nawet przy małem obciążeniu silnika dostateczną ilość pary pobieranej, trzeba umieścić pomiędzy rurą dla pary pobieranej samoczynnie działający regulator ciśnienia według rys. 84.



Rys. 100. Regulacja fabryki Brown-Boveri przy małej ilości pary pobieranej.

Przy małych ilościach pary pobieranej *Brown-Boveri* unika strat przy przepływie przez niskoprężne zawory regulacyjne stosując budowę według rys. 100. Turbina posiada taką samą regulację obrotów jak każda inna turbina kondensacyjna, a parę fabrykacyjną pobiera się z kadłuba w miejscu, w którem ciśnienie jej przy około 50% obciążenia jest wyższe od ciśnienia pary fabrykacyjnej. Olej pod ciśnieniem dopływa do regulatora ciśnienia *E* rurką *4*, a odpływa rurką 7, natomiast rurką *6* płynie do serwomotoru *B*. Przy wyższem ciśnieniu pary pobieranej z turbiny, zawór *C*, regulowany serwomotorem *D* w zależ-



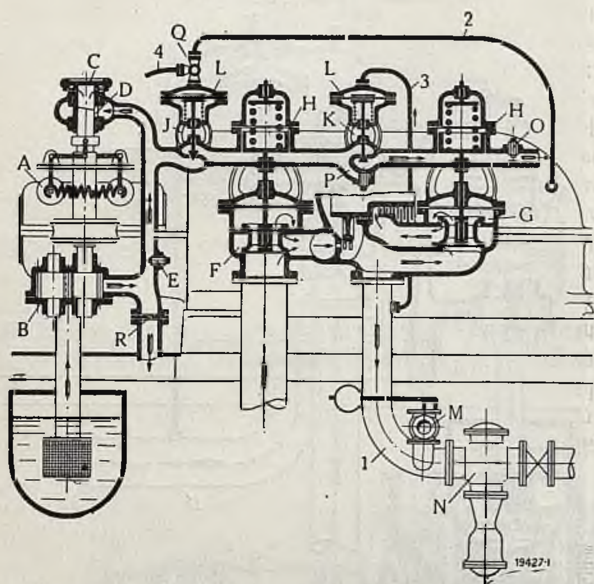
Rys. 101. Regulacja pobierania pary przez zmianę mocy fabryki Brown-Boveri.

ności od membrany *F*, dławi parę na ciśnienie, jakie ma panować w rurze *2*, natomiast przy niższem ciśnieniu pary pobieranej z turbiny, które otrzymuje się przy małem obciążeniu silnika, zawór *A*, regulowany serwomotorem *B* w zależności od membrany *F*, wpuszcza do rury *2* odpowiednio zdławioną parę świeżą.

W ostatnim wypadku zawór *C* jest całkowicie otwarty, a zawór zwrotny *G* zamknięty. Gdyby ostatni zawiódł, to turbogenerator nie rozbiega się, gdyż regulator bezpieczeństwa *K*, zamyka nietylko zawory regulacyjne dla pary świeżej, lecz równocześnie otwiera zawór *H*, przez który odpływa olej służący do regulacji, skutkiem czego sprężyna w serwomotorze *D* zamyka zawór *C*.

Jeśli wytwarzana przez turbinę moc ma być uzależniona od ilości pobieranej pary, to *Brown-Boveri* stosuje regulację według rys. 101. Regulator ciśnienia *H* utrzymuje tutaj stałe ciśnienie pary pobieranej rurą *1* przez zmianę ilości pary świeżej, dopływającej do turbiny przez zawory regulacyjne. Ilość pary przepływającej przez część niskoprężną turbiny pozostaje bez zmiany, natomiast ilość pary przepływająca przez część wysokoprężną zależy od ilości pary pobieranej. Ponieważ turbogenerator tego rodzaju wytwarza moc zmienną, przeto może on tylko pracować na sieć elektryczną, w której wahania wyrównywują inne silniki, a zastosowanie tej regulacji nie jest zbyt szerokie.

Regulacja *Brown-Boveri'ego* dla przeciwprężnych turbin pracujących z pobieraniem pary (rys. 102) zbudowana jest na tych samych zasadach, co regulacja tychże silników kondensacyjnych (patrz rys. 99). Regulacja pobierania pary

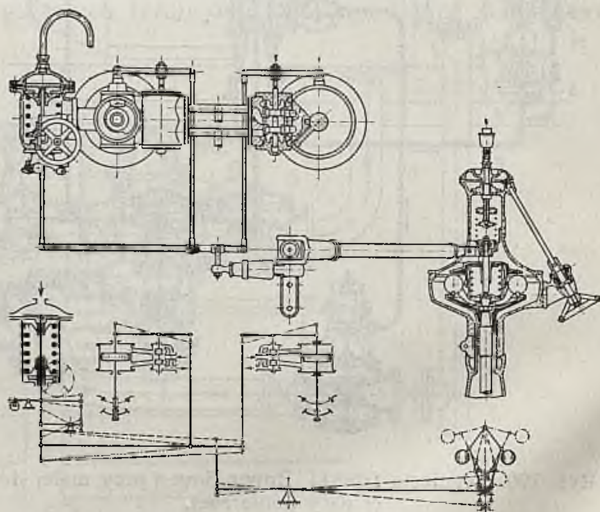


Rys. 102. Regulacja turbiny przeciwprężnej z pobieraniem pary fabryki Brown-Boveri.

odbywa się według rys. 102 również przy pomocy regulatora ciśnienia *K*, oddziaływującego na regulacyjne zawory niskoprężne *G* i wysokoprężne *F*. Natomiast przeciwciśnienie pary wylotowej doprowadza się rurką 2 na jedną stronę membrany *L*, która działa na regulator ciśnienia *J* w ten sposób, że przy wzroście przeciwprężności dopuszcza on mniejszą ilość oleju pod tłoki serwomotorów *H*, wywołując przez to przymykanie się zaworów *F* i *G*,—przy zmniejszeniu się przeciwprężności działanie regulacji jest odwrotne. Regulacja stałej przeciwprężności lw zależności od ilości odbieranej pary wylotowej działa w okresie, w którym turbogenerator pracuje na sieć elektryczną, której wahania obciążenia wyrównywują inne silniki; — regulator obrotów jest wówczas wyłączony zapomocą kółka ręcznego *C*. Jeśli natomiast turbogenerator powyższego rodzaju pracuje oddzielnie, to trzeba zapomocą kurka *Q* wyłączyć regulację ciśnienia, a wówczas regulator obrotów *A* działa po włączeniu go w taki sam sposób, jak w każdej turbinie kondensacyjnej pracującej z pobieraniem pary (rys. 99).

Cechą charykterystyczną wszystkich regu--acji turbin firmy *Brown-Boveri* (rys. 82, 83, 99, 100, 101 i 102), jest to, że nie posiadają one żadnego mechanizmu do odwodzenia, które uzyskuje się przez to, że każdemu położeniu suwaka, regulującego dopływ względnie odpływ oleju pod ciśnieniem, odpowiada w stanie ustalenia, inne położenie tłoka serwomotoru. Dzięki temu uzyskuje się nadzwyczajną prostotę urządzenia regulacyjnego, nawet przy użyciu kilku parowych zaworów regulacyjnych, bo nad poszczególnemi tłokami serwomotorów umieszcza się sprężyny o różnej sile, które ustalają chwilę otwarcia względnie zamknięcia każdego zaworu. Ponieważ zamykanie zaworu uskutecznia sprężyna, przeto nasuwa się tutaj jednak wątpliwość, czy sprężyna zdoła to uskutecznić, jeśli otwarty został zawór, który zardzewiał z powodu nieczynności, n. p. jeśli silnik z regulacją ilościowo - jakościową przez dłuższy okres czasu był mało obciążony, a następnie tak obciążony, że następny zawór regulacyjny musi działać. Regulację *Brown-Boveri'ego* można jednak wykonać także z zamykaniem zaworów olejem pod ciśnieniem, jak wynika z rys. 42. Olej pod ciśnieniem dłynie tutaj rurkami 6 pod mały, sprężyną obciążony tłoczek, który steruje dopływ oleju pod ciśnieniem, doprowadzonego rurkami 7, na jedną lub drugą stronę tłoka serwomotoru połączonego z zaworem;—sprężyny znajdujące się nad tłokami serwomotorów dla zaworów *M* i *L* ustalają jedynie kolejność otwierania i zamykania się zaworów. Nie ulega wątpliwości, że powyższe urządzenie, wprawdzie kosztowniejsze od normalnego, zwiększa niezawodność działania regulacji firmy *Brown-Boveri*.

Tow. A. E. G. stosuje w kondensacyjnych turbinach z pobieraniem pary, regulację z obrotowemi tłokami serwomotorów według rys. 103, na którym schemat działania regulacji podano dla tłoków posuwistych. Przy odciążeniu turbiny, a niezmiennem ciśnieniu pary pobieranej,



Rys. 103. Regulacja turbiny z pobieraniem pary A. E. G

pochwa regulatora obrotów idzie w górę, powodując ruch suwaków regulacyjnych w dół, skut kiem czego zawory parowe i wysoko — i niskoprężne, zmniejszaj ą dopływ pary do turbiny. Natomiast przy stałem obciążeniu silnika,

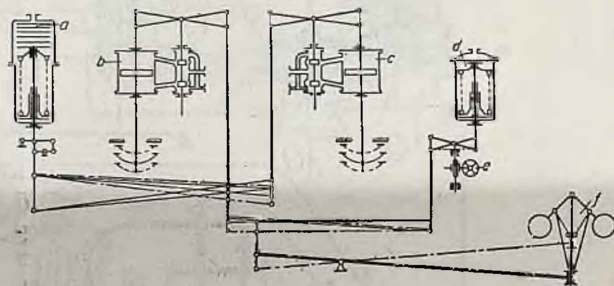
a zmniejszeniu się ciśnienia pobieranej pary, mechanizm uruchamiany membraną (na rysunku po lewej stronie) postępuje z powodu przekładni w dół, powodując ruch tego samego kierunku suwaka serwomotoru dla pary niskoprężnej (na rysunku po lewej stronie) i ruch w górę suwaka serwomotoru dla pary wysokoprężnej (na rysunku po prawej stronie); — skutkiem tego parowe zawory niskoprężne zostają więcej domknięte, a wysokoprężne więcej otwarte, przez co osiąga się zwiększenie ciśnienia pary pobieranej. Przy zwiększeniu obciążenia silnika względnie ciśnienia pary pobieranej, regulacja działa odwrotnie, jak powyżej opisano.

W zupełnie podobny sposób działa regulacja *Tow. A. E. G.*, stosowana dla przeciwprężnych turbin pracujących z pobieraniem pary (rys. 104). Na rysunku tym znajdują się następujące oznaczenia: *a* — regulator ciśnienia wraz z przekładnią, *b* — regulacja pobierania pary (niskoprężna), *c* — regulacja wysokoprężna, *d* — regulator przeciwprężności, *e* — wyłącznik regulacji przeciwprężności, *f* — regulator obrotów. Jak ze schematu regulacji wynika, przy zmianach obciążenia silnika regulator obrotów działa na obydwa serwomotory *b* i *c*; — również przy zmianach przeciwprężności regulator ciśnienia *d* działa na obydwa serwomotory. Natomiast przy zmianie ciśnienia pobieranej pary, regulator ciśnienia *a* działa tylko na regulację wysokoprężną *c*, więc odmiennie jak na rys. 103.

Pierwsza Brneńska Fabryka stosuje obecnie w turbinach, pracujących z pobieraniem pary regulację *z regulatorem strumieniowym Askanji*, którego działanie omówiono na podstawie rys. 87.

Wykonanie regulacji tego rodzaju dla turbin kondensacyjnych uwidocznia rys. 105, w którym zastosowano dla głównych części następujące oznaczenia: *C* i *S* — tłok i suwak serwomotoru dla części wysokoprężnej, *V* i *W* — parowe zawory regulacyjne części wysokoprężnej wraz z dopływem pary świeżej przy *M* i odpływami jej do turbiny przy *O* i *Q*; — *R* — regulator obrotów, *D* i *E* — tłoki, a *m* i *n* — suwaki serwomotorów dla części niskoprężnej, *X* i *Y* — parowe zawory regulacyjne wraz z dopływem pary z części wysokoprężnej przy *Z*, a odpływem jej do części niskoprężnej turbiny przy *a* i *b*; — *P* — regulator ciśnienia dla części wysokoprężnej, *K* i *L* — regulatory ciśnienia dla części niskoprężnej turbiny. Oczywiście można zastosować większą liczbą zaworów regulacyjnych, bo tłoki regulatorów ciśnienia obciążone są sprężynami o różnej sile, tak że parowe zawory regulacyjne działają kolejno. Ciśnienie pary pobieranej *p* działa na sprężynującą rurkę *A*, która ustala położenie rurki strumieniowej *B*. Regulacja działa zapomocą oleju pod ciśnieniem, który dopompowuje pompka, napędzana turbiną parową, rurką *1*, lub też przed uruchomieniem silnika pompka pomocnicza rurką *12*. Olej płynie rurką *2* do skrzynki suwakowej regulacji wysokoprężnej, rurką *5* do skrzynek suwakowych regulacji niskoprężnej, rurka *3* do rurki strumieniowej *B*, a rurką *10* do skrzynki suwakowej suwaka, którego położenie ustala tłok *J* w zależności od działania rurki strumieniowej *B*.

Działanie regulacji jest następujące. Jeśli turbina zostaje więcej obciążona, to regulator obrotów *R* opada, skutkiem czego suwak *S* wpuszcza olej rurką *H* na dolną stronę tłoka *C*, a wypuszcza go z górnej strony; — z tego powodu tłok *C* postępuje w górę, zwiększając dopływ pary do części wysokoprężnej turbiny. Ostatni przyczynia się narazie do wzrostu ciśnienia *p* w miejscu pobierania pary, skutkiem czego rurka strumieniowa *B* wychyla się w lewo, wywołując przez to ruch w prawo tłoka *J* wraz z połączonym z nim suwakiem. W wyniku ostatniego przesunięcia olej pod ciśnieniem odpływa z pod tłoczków *K*, *L* i *P* rurką *4* do rurki *11*, odprowadzającej olej. Z powodu obniżenia się ciśnienia oleju pod tłoczkami *K* i *L* zwiększają parowe zawory regulacyjne *X* względnie *Y* dopływ pary do części



Rys. 104. Regulacja turbiny przeciwprężnej z pobieraniem pary fabryki A. E. G.

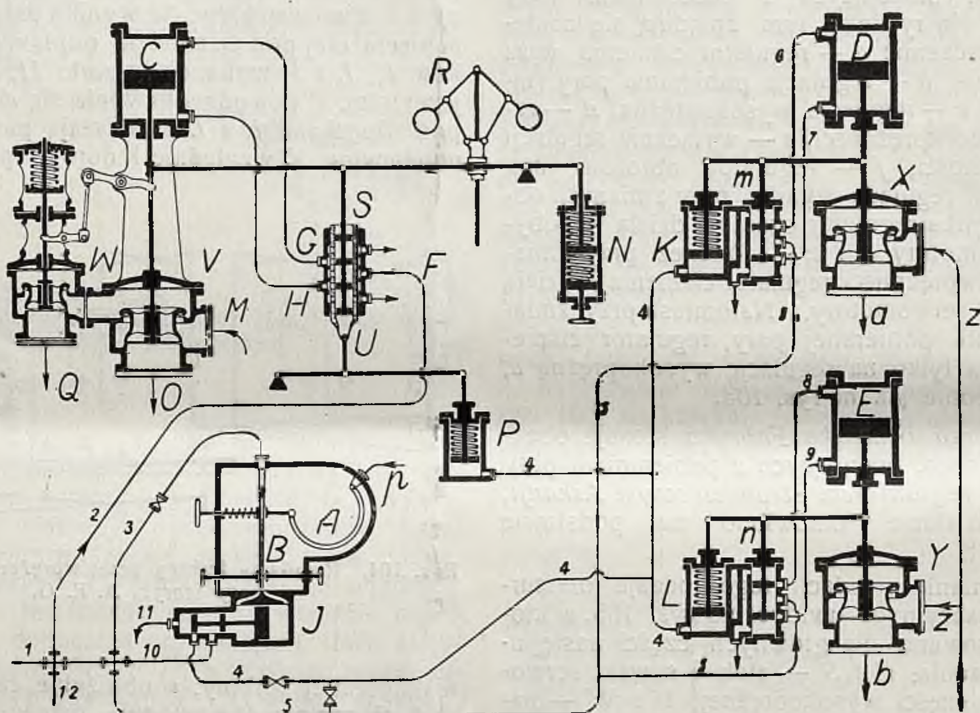
niskoprężnej turbiny, a obniżenie ciśnienia oleju pod tłoczkiem *P* powoduje przesunięcie ruchomej tulei suwakowej *U* w dół, skutkiem czego zawory wysokoprężne zmniejszają dopływ pary do turbiny. Po szeregu wahań ustala się stan równowagi w regulacji.

Przy zmniejszeniu się ciśnienia *p* pary pobieranej rurka strumieniowa *B* wychyla się w prawo, wywołując ruch w lewo tłoka *J*. Skutkiem tego dopływający rurką *10* olej pod ciśnieniem płynie przez skrzynkę suwakową do rurki *4* i wywołuje zwiększenie się ciśnienia pod tłoczkami *K*, *L* i *P*. Z tej przyczyny zmniejszają ilość dopływu pary do części niskoprężnej turbiny parowe zawory regulacyjne X względnie *Y*, a tłoczek *P* przesuwa w górę ruchomą tuleję *U*, przez co zawory *V* względnie *W* zwiększają dopływ pary świeżej do turbiny. Sprężyna *N* służy do podregulowywania liczby obrotów turbogeneratora.

Z powyższego opisu wynika, że regulacja ciśnienia działa tutaj nietylko na parowe zawory

regulacyjne niskoprężne, lecz także i wysokoprężne, które są nietylko otwierane, lecz i zamykane olejem pod ciśnieniem, skutkiem czego nie tak łatwo może nastąpić ich zahaczenie się, jak przy zamykaniu ich siłą sprężyny.

W turbinach przeciwprężnych, pracujących z pobieraniem pary, *Pierwsza Brneńska Fabryka* stosuje regulację według rys. 106, która jest analogiczną do opisanej dla turbin kondensacyjnych z pobieraniem pary. W rys. 106 *W.P.C.* oznacza cylinder wysokoprężny, *N. P. C.* — cylinder nisko-prężny turbiny; — litery *C, S, V, W, M, O, Q, R, E, m, X, Y, U, Z, a, b* i *N* oznaczają te same części regulacji, co w rys. 105. Ciśnienie pary pobieranej za cylindrem wysokoprężnym prężnej turbiny, bo n. p. zmniejszenie się tegoż ciśnienia powoduje wychylenie rurki strumieniowej *h* w prawo, skutkiem czego olej pod ciśnieniem dopływa rurką *3* na dolną część tłoczka *P*, a odpływa z górnej jego części przesuwając go i rurkową tuleję suwakową *U* w górę. W wyniku tego olej pod ciśnieniem, dopływający przy *F*, płynie rurką *H* na dolną część tłoka serwomotoru *C*, a odpływa rurką *G* z górnej jego części, skutkiem czego zawory *V* względnie *W* zwiększają ilość dopływu pary świeżej do turbiny. Jeśli ostatni nie wywoła zwiększenia się przeciwprężności pary wylotowej, to regulacja uzależniona od tejże nie działa, a w razie przeciwnym działa, jak w następnym ustępie opisano.



Rys. 105. Regulacja pobierania pary w turbinie kondensacyjnej w wykonaniu Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

dochodzi przez rurkę *Ł* do rurki sprężynującej *f*, która działa na rurkę strumieniową *h*, a ciśnienie pary wylotowej dochodzi przez rurkę *K* do rurki strumieniowej *A*, która działa na rurki strumieniowe *B* i *D*. Olej pod ciśnieniem dopływa do skrzynki suwakowej regulacji wysokoprężnej przy *F*, do rurek strumieniowych rurkami *1* i *2*, a do skrzynki suwakowej regulacji niskoprężnej przy *6*.

Regulacja przedstawiona na rys. 106 posiada następujące cechy charakterystyczne:

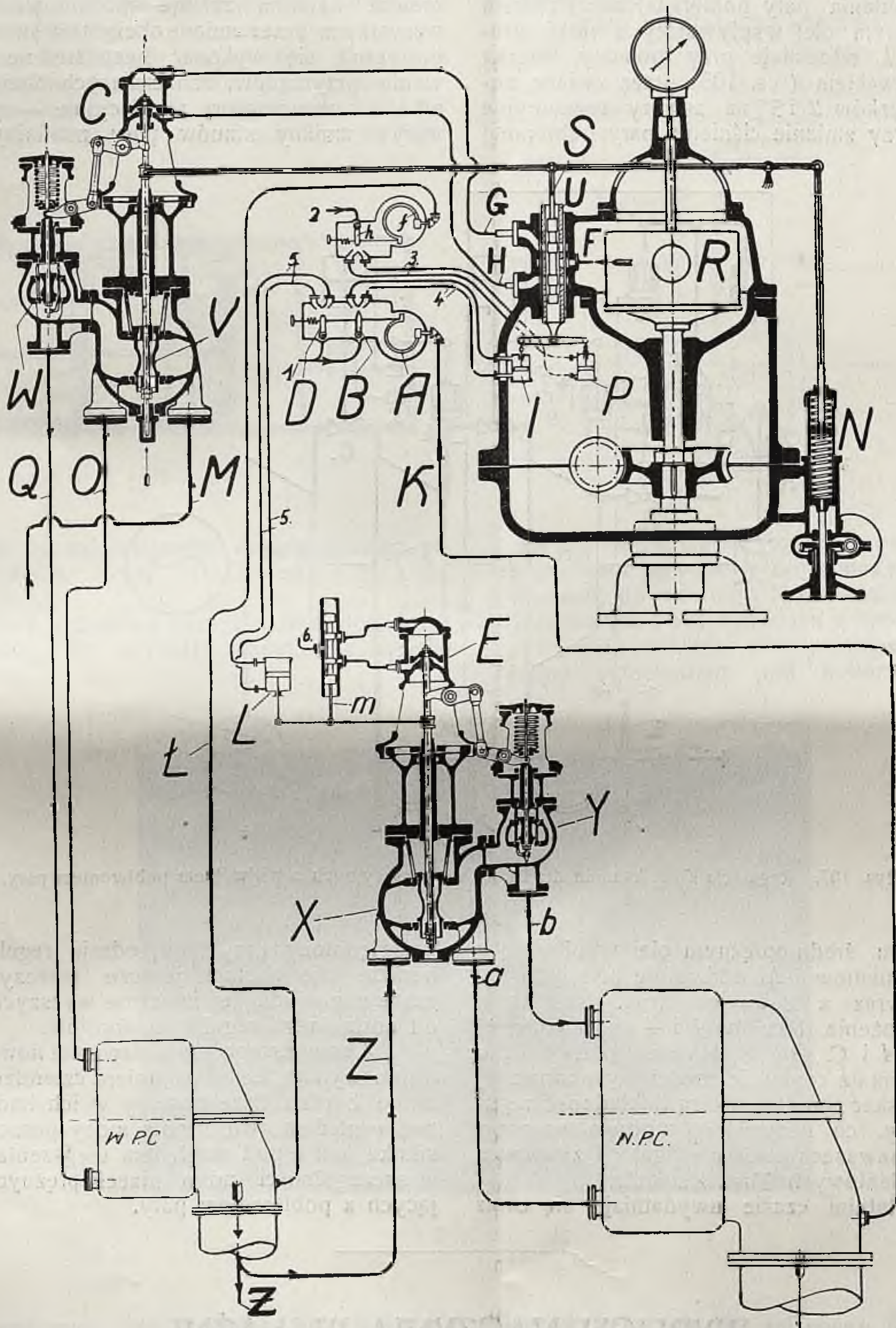
1) regulator obrotów *R* działa zapomocą suwaka *S* tak samo na regulację wysokoprężnej części turbiny jak w regulacji przedstawionej na rys. 105.

2) przy zmianie ciśnienia pary pobieranej przy *Z* działa tylko regulacja dla części wysokoprężnej turbiny...

3) przy zwiększeniu się przeciwprężności pary wylotowej rurki strumieniowe *B* i *D* wychylają się w lewo. Skutkiem tego olej płynie rurką *4* na górną część tłoczka *I*, a odpływa z dolnej jego części, wywołując ruch w dół tegoż tłoczka i ruchomej tulei *U*, przez co zmniejsza się dopływ pary świeżej do turbiny przez zawory *V* i *W*; jednocześnie olej płynie rurką *5* na dolną stronę tłoczka *L*, a odpływa z górnej jego części, skutkiem czego suwak *m* postępuje w górę, wpuszczając olej dopływający przez *6* na górną stronę tłoka serwomotoru *E*, a wypuszczając olej z dolnej jego części, w wyniku czego zawory *X* i *Y* zmniejszają również dopływ pary z cylindra wysokoprężnego do niskoprężnego. Przy zmniejszeniu się przeciwprężności regulacja działa odwrotnie.

4) przy równoczesnej zmianie ciśnienia pary pobieranej i przeciwprężności działają wszystkie trzy tłoczki *I*, *P* i *L*.

cyjnych pracujących z podwójnem pobieraniem pary w projekcie *Tow. Askania* (rys. 107). Tutaj mamy następujące oznaczenia: *W.P.C.*—cylinder wyso-

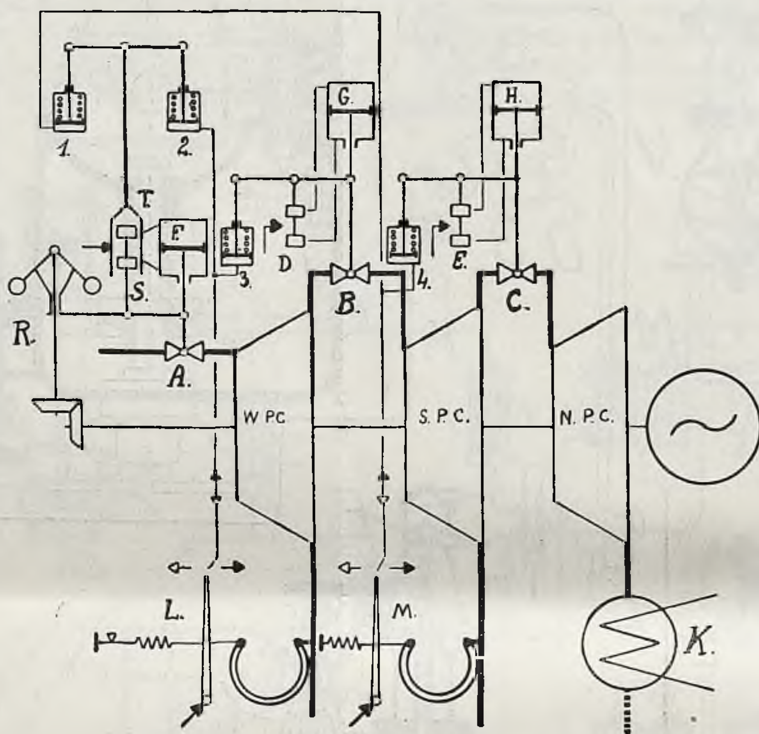


Rys. 106. Regulacja turbiny przeciwprężnej z pobieraniem pary Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

Po szczegółowem omówieniu regulacji przedstawionych na rys. 105 i 106 z łatwością będzie zrozumiałe działanie regulacji dla turbin kondensa-

koprężny, *S. P. C.* — cylinder średnioprężny, *N. P. C.*—cylinder niskoprężny, *F*, *G* i *H* względnie *S*, *D* i *E*—tłoki, względnie suwaki serwomotorów

wraz z parowemi zaworami regulującemi dla powyższych części turbiny, *T*—ruchoma tuleja suwakowa, *K*—kondensator. Regulator obrotów *R* działa tylko na regulację wysokoprężnej części. Natomiast przy zmianie ciśnienia pary pobieranej za cylindrem wysokoprężnym olej wypływający z rurki strumieniowej *L* oddziałuje przy pomocy tłoczka *I* wraz z suwakiem (rys. 105) przez zmianę położenia tłoczków *2* i *3* na zawory regulacyjne *A* i *B*, a przy zmianie ciśnienia pary pobieranej



Rys. 107. Regulacja Tow. Askania dla turbin kondensacyjnych z podwójnem pobieraniem pary.

za cylindrem średnioprężnym olej wypływający z rurki strumieniowej *M* oddziałuje przy pomocy tłoczka *I* wraz z suwakiem (rys. 105) przez zmianę położenia tłoczków *1* i *4* na zawory regulacyjne *A* i *C*. Dzięki takiemu podwójnemu oddziaływaniu na regulację części wysokoprężnej można uzyskać bardzo wielką dokładność regulacji turbiny, co oczywiście wpływa na coraz wieksze rozpowszechnianie się regulacji zapomocą rurek strumieniowych *Tow. Askania*.

W ostatnim czasie uwydatniają się coraz dobitniej dążenia do zwiększenia czułości regulacji turbogeneratorów przez usunięcie mechanicznych regulatorów obrotów, które zaczynają dopiero działać przy zmianie liczby obrotów silnika. Ponieważ ostatnia zostaje spowodowana przedewszystkiem przez zmianę obciążenia silnika, przeto projektuje się wykonać bezpośrednie oddziaływanie przyrządów, oznaczających obciążenie silnika, na serwomotory regulacyjne; — oczywiście wpływ zmiany stanów pary musiałby być też uwzględniony przy tego rodzaju regulacji, która narazie nie została jeszcze urzeczywistniona, może z powodu jej znacznie wyższych kosztów od normalnego regulatora obrotów.

Z powyższego przedstawienia nowoczesnych turbin wynika, że w ostatniem czteroleciu poczyniono bardzo duże postępy w ich budowie, tak pod względem zwiększenia mocy poszczególnego silnika, jak i pod względem ulepszenia regulacji, w szczególności turbin przeciwprężnych i pracujących z pobieraniem pary.

WYBUCH NACZYNIA W ŁAŹNI.

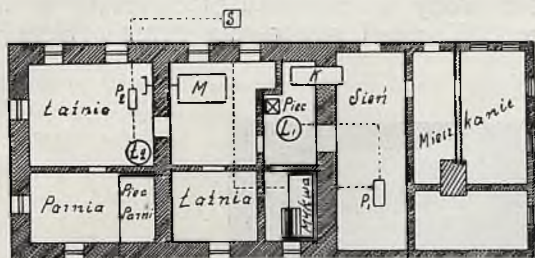
1-sza eskplozja naczynia pracującego pod ciśnieniem w roku 1929.

W miasteczku Kurzeńcu pow. Wilejskiego w 1921 roku gmina żydowska ustawiła w swej łaźni prowizoryczne naczynie do grzania wody (rys. 1).

Naczynie to było połączone rurami z mykwą i żelazną kadzią w łaźni (rys. 2); para z ko-

tła odprowadzona była rurami do zbiornika i mykwy, celem ogrzania znajdującej się w niej wody. Wspomniane dwie rury zaopatrzone były w wentyle. Trzecia rura, zasilająca kocioł wodą z drewnianej, pod sufitem ustawionej kadzi, również posiadała kran.

Naczynie nie było bezpośrednio połączone z atmosferą za pomocą otwartej rury, zanurzonej w przestrzeni wodnej, mającej nie mniej niż 100 *mm* średnicy i nie więcej niż 5 *m* wysokości, licząc od najmniejszego dopuszczalnego poziomu w kotle. (Rozp. Min. Przem. i H. z dn. 8.XI 1921 r.).



Rys. 1.

Gmina żydowska naczynia tego pod dozór nie zgłosiła i nie uzyskała pozwolenia na jego ustawienie.



Rys. 3.

Prymitywny ten kociołek był właściwie beczką o wymiarach: płaszcz: średn. 1000 *mm*, dług. 1650 *mm*, grub. blach 2,5 *mm*, denka: średn. 1000 *mm*, grub. blachy 4 *mm*.

Podłużny szew walczaka był szwejsowany. Denka, wprawione w płaszcz cylindryczny, były również do niego przyszwejsowane.

W przedniem denku kociołka były 4 otwory, jeden na wysokości 700 *mm* od dołu, do którego wkręcona była na przeciwkrętce rurka z próbnym kurkiem, pozostałe zaś trzy były zaślepione (rys. 3 i 4).

U góry na płaszczu walczaka stwierdzono 3 otwory — do dwóch były doprowadzone rury do odpływu pary (do grzania wody w zbiorniku i mykwie) do trzeciego była wkręcona rura, doprowadzająca wodę zasilającą z drewnianej kadzi.

Rys. 2.

Kocioł posiadał przedpalenisko, z którego spaliny przechodziły pod kotłem i następnie skierowywały się do żelaznego komina, ustawionego tuż za kotłem.

Według słów palacza, w nocy 18.I b. r. kocioł napełniony został wodą do kurka probierczego i następnie rozpalono pod nim ogień. O godz. 5 m. 30, jak zeznawał palacz, otworzył on kurek na rurze doprowadzającej parę do że-

laznego zbiornika do grzania wody, i zamknął zawór na rurze doprowadzającej parę do mykwy; zawór na rurze zasilającej kocioł był zamknięty. Poczem odszedł od kotła.

W kilka minut później nastąpił wybuch kotła.

Walczak na całej długości u góry został rozpruty po linji, mniej więcej równoległej do osi kotła, przyczem na długości $^2/_3$ obwodu, przy obu dennicach też rozerwany tuż za szwejsem, łączącym go z dennicami; dennice zaś odchylone na zewnątrz.

Wszystkie rury połączone z kotłem zostały wyrwane, pogięte i odrzucone.

a na drzwiach, które najpewniej były zamknięte, są ślady uderzeń cegły.

Zaznaczyć należy, że przy wybuchu wypadku z ludźmi nie było, tylko ze względu na wczesną godzinę wypadku, gdyż ludzie zwykle przychodzili do mykwy o pół godziny później, niż miał miejsce wybuch.

Przyczyny nagromadzenia się pary, która spowodowała wybuch, należy dopatrywać się w tem, że woda w żelaznym zbiorniku i rurze doprowadzającej do niego parę (rura dochodziła prawie do dna zbiornika) zupełnie zamarzła; wysokość wody w zbiorniku przekraczała w nim 50 *cm*. W chwili otworzenia przez palacza za-



Rys. 4.

Obmurze i przedpalenisko zostało rozsadzone; sufit i dach na całej długości budynku nad kotłownią zostały połamane i odrzucone we wszystkie strony; zewnętrzna murowana ściana o grub. 90 *cm*. została na całej długości kotłowni całkowicie wywalona na zewnątrz, i wreszcie, znacznie uszkodzone wszystkie inne ściany przylegające do kotłowni.

Wybuch był jakoby tak silny, że go w całem miasteczku słyszano: pozatem obok w bóżnicy i w domach w promieniu 150 *m* powylatywało dużo szyb z okien.

Świadków wybuchu nie było; palacz twierdzi, że był w tym czasie przy drzwiach z sieni do mieszkania, należy jednak przypuszczać, że to nie jest prawdą, gdyż nie doznał uszkodzeń,

woru do tego zbiornika, para ujścia nie miała; kocioł zaś był już silnie grzany, gdyż parą została poprzednio nagrzana woda w mykwie; lód zaś w zbiorniku nie zdążył się roztopić.

Powyższy wypadek znów może służyć jako dowód, że kotły t. zw. „do grzania wody", po ich zmontowaniu należałoby sprawdzać, czy ustawienie ich jest zgodne z istniejącemi przepisami, i tylko w wypadku to potwierdzającym można byłoby wydawać pozwolenie na ich uruchomienie, jako kotłów nie podlegających dozorowi.

W razie stwierdzenia niezgodności z przepisami, należałoby zmusić właścicieli do dokonania wymaganych prawem przeróbek, albo zgłosić kotły pod dozór, jako pracujące pod ciśnieniem.

H. S.

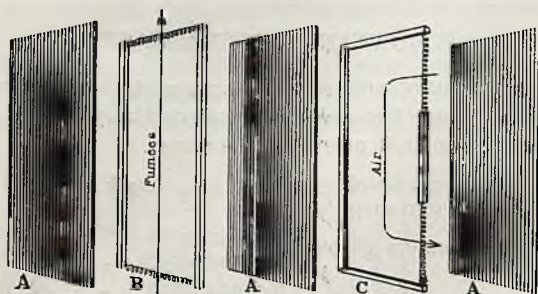
KRONIKA TECHNICZNA.

PODGRZEWACZE POWIETRZA DLA PALENISK KOTŁOWYCH. [1])

Ostatniemi laty ogrzewanie powietrza potrzebnego do spalania w paleniskach kotłowych znalazło bardzo duże zastosowanie. By otrzymać wysoką sprawność kotłów czyli wysokie odparowanie z jednostki powierzchni ogrzewalnej, trzeba zrealizować dobrą rekuperację ciepła, zawartego w spalinach, które mają jeszcze dość wysoką temperaturę.

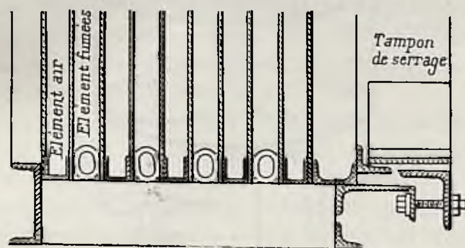
Ekonomizery nie są w tym razie dostateczne, tembardziej, iż woda kotłowa obecnie bywa nagrzana do wysokiej temperatury przez parę odlotową turbin.

Stąd powstaje konieczność użycia podgrzewaczy powietrza, których przymioty oceniono prędko, a mianowicie ich prostotę i cenny wpływ ciepłego powietrza na spalanie.



Rys. 1.

Od czasów *Frambot*'a, który w 1825 r. zastosował podgrzewacz powietrza, składający się z rury, napełnionej żelaznemi wiórami, przez którą przepuszczano na zmianę to gazy gorące, to powietrze do ogrzania, torując drogę *Siemens*'owi, *Cowper*'owi i *Ljungstroem*'owi,—ogrzewanie powietrza dla palenisk kotłowych było zastosowane ostatniemi laty tylko przez *James Howden*'a na morskich parowcach, gdzie nie mógł być wobec znacznej wagi użyty ekonomizer *Green*'a tak rozpowszechniony w instalacjach na lądzie.

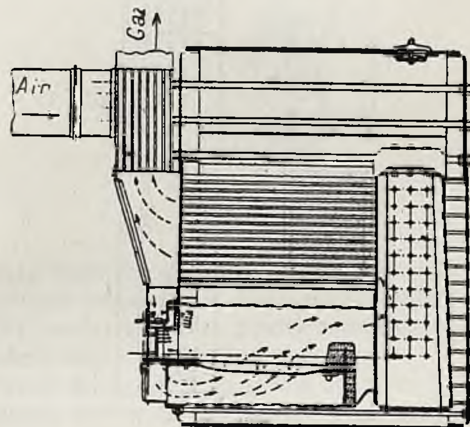


Rys. 2.

Lecz przed dziesięciu laty zjawiły się przyrządy daleko lepsze, a przedewszystkiem aparaty systemu Usco i Thermix.

Obecnie istniejące aparaty można podzielić na trzy grupy:

1. Podgrzewacze powietrza zapomocą równoległych blach: podgrzewacze spawane (*Combustion*); zmontowane elastycznie (*Thermix*) lub nagwintowane (*Humboldt*).
2. Podgrzewacze ruowe (*Howden*).
3. Podgrzewacze, przenoszące ciepło zapomocą ciała, pogrążanego naprzemian to w gorące gazy, to w powietrze i zwane czasem regeneratywnemi lub rotacyjnemi. (*Ljungstroem, Blaw-Knox, Perry*).

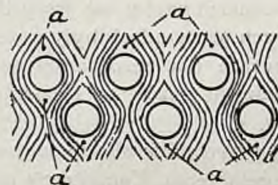


Rys. 3.

W dalszym ciągu zbadamy główne zasady działania oraz właściwości każdego z wyżej wymienionych typów aparatów.

PODGRZEWACZE POWIETRZA Z RÓWNOLEGŁEMI BLACHAMI.

Przyrządy tego rodzaju są złożone z jednakowych równoległych blach, pomiędzy któremi cyrkuluje powietrze i gazy. Różnią się one od siebie sposobem montowania blach.



Rys. 4.

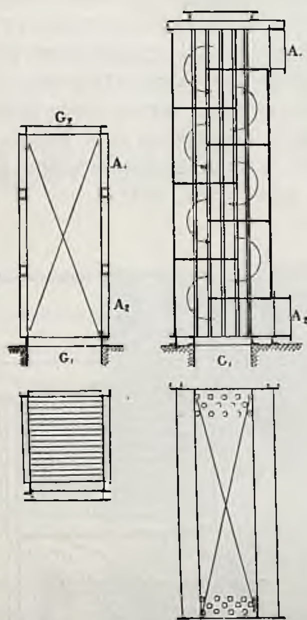
W niektórych wypadkach używano nitowania arkuszy, lecz takie sztywne mocowanie powodowało odkształcenie przyrządu z powodu niejednakowego rozszerzania się poszczególnych jego części. Oprócz tego, w razie zużycia się jednego arkusza blachy nie można było zamienić go na inny bez zmiany całego elementu, co jest znacznie droższe.

Te same braki wykazują podgrzewacze z częściami spawanemi, czego swoją drogą unika podgrzewacz *Ther-*

---
[1]) Le Génie Civil, 1928.

mix, złożony z samodzielnych arkuszy, przyciskanych do ram zapomocą sprężyn stalowych (rys. 1 i 2).

W Niemczech próbowano łączenia blach zapomocą gwintów, który pozwala zmieniać arkusze blachy, lecz nie daje swobodnego rozszerzania się: powstają odkształcenia zmieniające pierwotną szczelność.



Rys. 5.

Początkowo podgrzewacze z równoległemi blachami były budowane ze stałemi przelotami o niewielkiej wysokości. W tych warunkach szybkość cyrkulacji gazów nie mogła być bardzo wysoka, więc możliwa rekuperacja była ograniczona przez szybki spadek współczynnika przewodzenia wraz z szybkością. Oczywiście, jeżeli zdwoimy powierzchnię, pozostawiając i wysokość blach i przeloty bez zmiany, zdwoi się również przekrój przepływu gazów. Lecz współczynnik przewodzenia, który zmienia się znacznie, zostaje zmniejszony do dwóch trzecich swej pierwotnej wartości, co zmniejsza znacznie działanie powiększonej powierzchni. Dlatego też zaczęto używać prześwitów i wysokości o zmiennej wielkości, by utrzymywać stosowne szybkości cyrkulacji gazów we wszystkich wypadkach.

W niektórych przyrządach były potem wprowadzone ulepszenia, dotyczące dobrze obliczonego wdmuchu, lub prawidłowego podziału gazów w elementach, lub stałego oddalenia arkuszy.

Ten rodzaj przyrządów obecnie odpowiada w zupełności swemu przeznaczeniu. Konstrukcję ma prostą, mocną i ekonomiczną w obejściu zaś o ile arkusze są ruchome są znacznie łatwiejsze.

PODGRZEWACZ RURKOWY.

Prototypem tego rodzaju przyrządu jest podgrzewacz *James*'a *Howden*'a (rys. 3) i wszystkie aparaty, z wyjątkiem przyrządu *Green*'a z rurkami żeliwnemi, składają się z pęczka stalowych rurek.

Rurki są umocowane do okrągłych blach i powstająca stąd szczelność jest główną zaletą tego typu podgrzewacza.

Trudno bowiem zrealizować dostateczną szybkość obiegu bez znacznego zwiększenia wysokości rurek, które nie mogą mieć małej średnicy i z powodu kosztów, i ze względów konstrukcyjnych (około 50 *mm*), ani też być ustawione zbyt gęsto (umocowanie rurek), skąd wypływa konieczność znacznego rozstawienia rurek, co wpływa źle na przewodzenie ciepła. Zresztą nawet i przy najlepszem rozlokowaniu rurek część ich powierzchni pozostaje bez użytku (rys. 4).

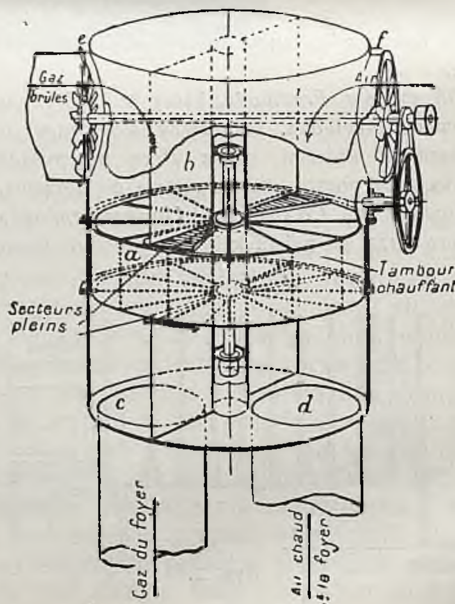
Naogół gazy przechodzą przytem przez rurki, które im nadają kierunek pionowy, powietrze zaś cyrkuluje pomiędzy rurkami.

Przy zastosowaniu bardzo długich rurek powietrze skierowane zostaje prostopadle do rurek, by otrzymać dostateczną szybkość i korzystny współczynnik przewodzenia. Powietrze wtedy winno omywać rurki kilkakrotnie, co konstrukcję utrudnia i powoduje straty. Uwzględniając przytem rozszerzanie się rurek, trzeba przewidzieć mniej lub więcej skomplikowane połączenia ich.

PORÓWNANIE PODGRZEWACZY.

Dla porównania podgrzewaczy z blachami równoległemi z podgrzewaczami rurkowemi stawiamy je w jednakowych warunkach pracy a mianowicie:

Waga gazów na godzinę		*kg/h*	20.000
„ ogrzanego powietrza		„	16.700
Temperatura gazów	wchodzących	°C.	—250
	wychodzących	„	120
„ powietrza	wchodzących	„	20
	wychodzących	„	127



Rys. 6.

Podgrzewacz z blachami zbudowany jest np., z blach szerokich 1,50 *m* i wysokich 5 *m*, z prześwitami po 20 *mm* dla gazów i 14 *mm* dla powietrza. Grubość blach niech wynosi 3 *mm*.

Podgrzewacz rurkowy będzie złożony, np., z 1000 rurek średnicy 45/50 *mm* i długości 7 *m*. By otrzymać odpowiednią szybkość powietrze musi okrążyć rurki ośm

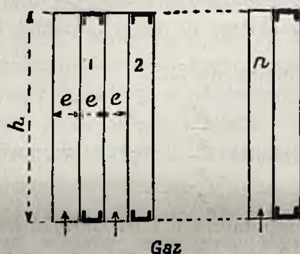
razy. Przestrzeń pomiędzy rurkami wynosi conajmniej 25 *mm*. Są to warunki korzystne dla podgrzewaczy rurkowych, które mają zazwyczaj rurki grubsze i gorzej rozlokowane.

Porównanie tych dwóch typów podgrzewaczy dane jest w poniższej tabeli:

Srednia szybkość gazów	*m/sec.*	4,65	3,65
„ „ powietrza	„	4,50	1,75
Współczynnik przewodz.	*cal./m²*	8,55	5,3
Powierzchnia	*m²*	774	1.240
Opory ruchu gazów	*mm.sł.wodn.*	6	6
„ „ powietrza	„	10	10
Waga podgrzewacza	*kg.*	12.700	28.000
Zajmuje powierzchni w planie	*m.*	1,50x1,75;	2,10x5,15.

Na rys. 5 podane są wymiary obu podgrzewaczy.

Aparat rurkowy ma więc powierzchnię o 60% większą niż podgrzewacz z blachami i wagę więcej niż podwójną. Miejsca zajmuje dużo, co daje się szczególnie odczuć przy demontażu, gdy trzeba przewidzieć podwójną wysokość rurek. Oprócz tego komin musi być ustawiony z boku aparatu, co jeszcze więcej zajmuje miejsca w planie. Co zaś dotyczy kosztów urządzenia, to są one potrójne, ponieważ rurki są znacznie droższe od blach.



Rys. 7.

Różnice te pochodzą z trudności, na jakie się natrafia, by otrzymać stosowne szybkości cyrkulacyjne w podgrzewaczach rurkowych.

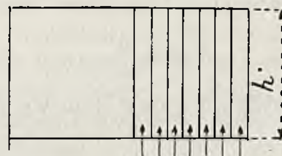
W powyższym przykładzie, dla zwiększenia szybkości, nie brano pod uwagę rurek dłuższych od 7 *m*, gdyż przy tych rurkach zjawia się trudność przy czyszczeniu i z powodu zajmowania miejsca. Nic też nie zyskanoby zmuszając powietrze do cyrkulacji, równoległej do rurek, nawet odwrotnie spowodowanoby tu straty.

Najwyżej możnaby było zmniejszyć średnicę rurek i więcej je zbliżyć, nie zwracając uwagi na trudności konstrukcji i koszty; lecz i tu można przeciwstawić zmniejszenie prześwitów pomiędzy blachami podgrzewacza, a więc porównanie wypadnie znowu na korzyść tego ostatniego typu.

PODGRZEWACZE POWIETRZA ZAPOMOCĄ GRZEJĄCYCH MAS.

Z podgrzewaczy tego typu najwięcej jest znany ten, który zbudował w r. 1922 Fr. *Ljungstroem*. Składa się on z wirującego bębna, wyposażonego gęsto w cienkie blachy i podzielonego przegródką na 2 części w których cyrkulują gazy i powietrze (rys. 6).

Z początku w przyrządach tych blachy były wyposażone w dużą ilość kątowników i kształtek, co utrudniało czyszczenie. Obecne modele mają blachy cienkie 0,5 *mm* grubości, naprzemian płaskie i falowane, przyczem przestrzeń między dwiema płaskiemi blachami była doprowadzona do prawie 10 *mm*. W taki sposób otrzymuje się całą serję prostopadłych kanałów o bardzo małym przekroju, a znaczną powierzchnią styku. Przyrząd jest uzupełniony przez dwa wentylatory: ssący i tłoczący.



Rys. 8.

Przy dostatecznej szybkości obrotów i dość grubej blasze różnica temperatur w danem miejscu byłaby bardzo mała. Na pewnej wysokości blachy będą miały temperaturę średnią temperatur gazów i powietrza.

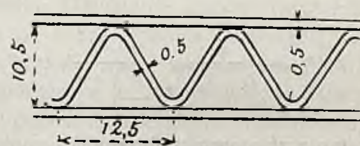
Przewodzenie ciepła od gazów do blach i od blach do powietrza byłoby takie same, jak przy podgrzewaczu z blachami.

W praktyce szybkość jest ograniczona i grubość blach doprowadzona do 0,5 *mm*. W tych warunkach można już zauważyć zmianę temperatury, a szczegółowe obliczenie wykazuje, iż współczynnik przewodzenia, określony według zwykłych wzorów, musi być mnożony przez 0,89.

Trzeba zaznaczyć również, iż dla uniknięcia cyrkulacji między gazami i powietrzem poprzez bęben, ten ostatni jest zagięty na jednej szóstej swej powierzchni, zapomocą sektorów *s* (rys. 7), co zmniejsza o tyleż sprawność aparatu.

Naogół opisywany ogrzewacz może być obliczany, jako zwykły, lecz pod warunkiem, iż powierzchnia będzie liczona tylko z jednej strony i znaleziony spółczynnik będzie pomnożony przez

$$\frac{5}{6} \cdot 0{,}89 = 0{,}74.$$



Rys. 9.

Opierając się na powyższem, łatwo jest zrozumieć teoretyczne zalety tego systemu. Dla zwykłego podgrzewacza z blachami równoległemi mamy współczynnik przewodzenia ciepła, stosownie do najnowszych prac *Gröber'a i Nusselt'a*:

$$k = k_o \left(\frac{p}{s}\right)^{0,21} \cdot v^{0,79},$$

gdzie: k_o = spółczynnik zależny od temperatury

$\frac{p}{s}$ = stosunek parametru do powierzchni przekroju przepływania gazów

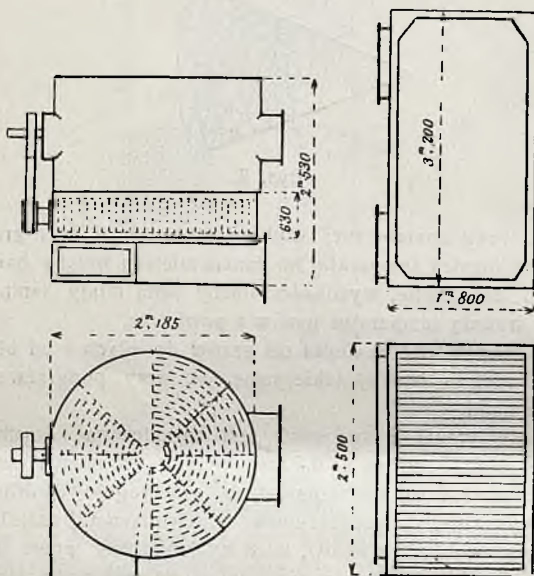
v = ich średnia szybkość, przypuszczając dla prostoty, iż wartości $\frac{p}{s}$ i v są te same dla powietrza i gazów

Ponieważ z drugiej strony powierzchnia podgrzewacza jest w odwrotnym stosunku do spółczynnika, to można napisać:

$$S = \frac{q}{k} \qquad (2)$$

Średnia szybkość gazów jest wynikiem szybkości całego przekroju:

$$v = \frac{Q}{s}\,, \qquad (3)$$



Rys. 10.

i wreszcie parametr, czyli całkowita długość przekroju blach, pomnożona przez ich wysokość, jest oczywiście równa powierzchni tych blach:

$$p \,.\, h = S \qquad (4)$$

Cztery powyższe równania dają nam:

$$S = \frac{q^{4,76}}{k_0^{\;4,76} \,.\, Q^{3,76}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{p}{s}\right)^{4,76} \,.\, h^{3,76}} \qquad (5)$$

$$h = \frac{q}{Q \;\; k_o} \cdot \frac{v^{0,21}}{\left(\frac{p}{s}\right)^{1,21}} \,. \qquad (6)$$

Jeżeli teraz zbadamy podgrzewacz z grzejącemi masami (rys. 8), gdzie gazy miałyby te same objętości i temperatury, to, biorąc pod uwagę wyżej powiedziane w stosunku do zredukowanego spółczynnika i użytecznej powierzchni, moglibyśmy napisać odpowiednio równania:

$$k' = 0,89 \,.\, k_o \left(\frac{p_{\prime}}{s_{\prime}}\right)^{0,21} \,.\, \left(v'\right)^{0,79} ; \qquad (1')$$

$$S' = \frac{6}{5} \cdot \frac{q}{k'} ; \qquad (2')$$

$$v' = \frac{Q}{^{5}/_{6}\; s'} ; \qquad (3')$$

$$p_{\prime} \,.\, h_{\prime} = S_1 ; \qquad (4')$$

skąd:

$$S_{\prime} = \frac{6}{5}\; \frac{1}{(0,89)^{4.76}} \cdot \frac{q^{4,76}}{k_0^{\;4,76} \,.\, Q^{3,76}} \cdot \frac{1}{\left(\frac{p'}{s'}\right)^{4,76} \,.\, h'^{\,3,,6}} \qquad (5')$$

$$h' = \frac{q}{Q \,.\, k_o} \cdot \frac{1 \,.\, v'^{\,0,21}}{0,89 \,.\, \left(\frac{p'}{s'}\right)^{1,21}} \qquad (6')$$

Porównanie dwuch tych systemów wyprowadza się bezpośrednio ze stosunku powierzchni lub wysokości:

$$\frac{S}{S'} = 0,479 \left\{ \frac{\left(\frac{p'}{s'}\right)}{\left(\frac{p}{s}\right)} \right\}^{4,76} \left(\frac{h'}{h'}\right)^{3,76} ; \quad \frac{h}{h'} = 0,89 \left(\frac{v}{v'}\right)^{0,21} \left\{ \frac{\frac{p'}{s'}}{\frac{p}{s}} \right\}^{1,21} .$$

Dla podgrzewacza z blachami, równoległemi, oddalonemi o 15 *mm*, wartość $\frac{p}{s}$ jest prawie:

$$\frac{2}{0,015} = 133.$$

Dla podgrzewacza z masami, z prześwitem pomiędzy blachami płaskiemi 10 *mm* i falistemi 12 *mm* (rys. 9), wartość $\frac{p}{s'}$ jest bliską do 580.

Wtedy stosunek $\frac{\frac{p'}{s'}}{\frac{p}{s}}$. będzie wynosił 4,36 i przy tych samych temperaturach i rozchodzie mamy:

1) Przy równych wysokościach powierzchnia podgrzewacza z blachami będzie 5,25 razy większa niż powierzchnia podgrzewacza z masami.
2) Przy równych powierzchniach ($S_{\prime} = S$) wysokość podgrzewacza z blachami będzie 5,3 razy większa niż podgrzewacza z masami.
3) Przy równych szybkościach ($v = v_{\prime}$) wysokość podgrzewacza z blachami będzie 5,26 razy większa niż podgrzewacza z masami, lecz wtedy jego powierznia prawie równa się powierzchni podgrzewacza z masami.

Z drugiej strony opór tarcia, proporcjonalny do $\frac{p}{s}\, v^2 h$, będzie, przy równych szybkościach lub powierzchniach, ten sam w obydwu wypadkach.

Wreszcie objętość blach jest prawie 4,5 razy większa dla podgrzewacza z blachami niż dla podgrzewacza z masami.

Powyższe cyfry wskazują, iż podgrzewacz z masami znacznie góruje nad podgrzewaczem z równoległemi blachami i że jest możność zrealizować, przy pewnych wymiarach rekuperator bardzo wysokiej wartości.

Praktyka mówi inaczej. Jeżeli wysokość blach jest pięć razy mniejsza dla podgrzewacza z masami, nie wpływa to na ostateczną wysokość aparatu, jak to widzimy na rys. 10. Przy wysokości bębna 0,63 *m* i blach 0,56 *m* cała wysokość podgrzewacza z masami będzie 2,53 *m*. Podgrzewacz z blachami, tej samej powierzchni, będzie miał wysokość blach 2,96 *m* i całkowitą wysokość 3,20 *m*, czyli tylko większą o 2,6%.

Koszty podgrzewacza z masami, którego konstrukcja est znacznie trudniejsza, są prawie podwójne w porównaniu z kosztami podgrzewacza z blachami tej samej powierzchni (liczonej z jednej strony blach w obu wypadkach). Te koszty są główną przeszkodą w rozpowszechnieniu tego aparatu.

Wykres 11 daje możność zorjentowania się w szybkim wzroście powierzchni przy rekuperacji, w przypuszczeniu nawet, iż spółczynnik przewodzenia będzie stałym przy stopniowem zwiększeniu wysokości blach. By uzyskać np. 10 stopni na ostatecznej temperaturze gazów, gdy ta osiągnie 110°, trzeba powiększyć powierzchnię podgrzewacza o 22%. Zysk ten nie kompensuje procentów i dodatkowo włożonego kapitału, a więc można tym sposobem przewidzieć granicę ekonomji rekuperacji tem niższą, im droższym będzie metr kwadratowy użytego podgrzewacza.

I nie trzeba zbyt wysoko szacować wartości rekuperacji, gdyż, z wyjątkiem kilku bardzo dobrze urządzonych centrali, wielką rolę odgrywają jeszcze ekonomizery w rekuperacji ciepła gazów. Silna rekuperacja idzie w parze z bardzo wysoką temperaturą podgrzanego powietrza, co powoduje zniszczenie rusztów mechanicznych, topienie się popiołu, topienie się obmurza paleniska przy użyciu ropy naftowej lub pyłu węglowego. Dla zabezpieczenia się można stosować coprawda nadmiar powietrza, co nie jest ekonomiczne, albo chronić ściany palenisk przez rury wodne.

A więc silne rekuperacje nie są naogół wygodne, a nawet realizując je dość jest ustawić podgrzewacz o blachach równoległych, który w porównaniu z ogrzewaczem z masami zajmie może więcej miejsca i będzie miał większą powierzchnię, lecz zato i koszty jego będą mniejsze.

Trzeba mieć również na widoku, iż wygody teoretyczne podgrzewacza z masami nie wypływają z jego systemu, lecz są niejako rezultatem wysokiego stosunku $\frac{p}{s}$ — parametru do przekroju.

Podgrzewacz z równoległemi blachami, z pięciomilimetrową przestrzenią pomiędzy niemi, da więcej niż podgrzewacz z masami; i jeżeli konstruktorzy podgrzewaczy pierwszego typu nie wybierają jeszcze takich małych prześwitów, to z powodu trudności w czyszczeniu przyrządu, które staje się wtedy prawie niemożliwem ani sposobem mechanicznym, ani strumieniem pary lub sprężonego powietrza.

W tych warunkach przewodzenie ciepła w przyrządzie spada, co sprowadza spadek wydajności aparatu. Opór jego silnie wzrasta, co sprowadza dużą stratę energji na wentylatory, a nawet przerwy w ruchu — o ile nie przewidziano przewodów okrężnych.

W podgrzewaczu z masami o zwykłych wymiarach warstwa zanieczyszczeń grubości 1 *mm* zmniejsza przekrój przejścia gazów i powietrza o 42% pierwotnej wielkości.

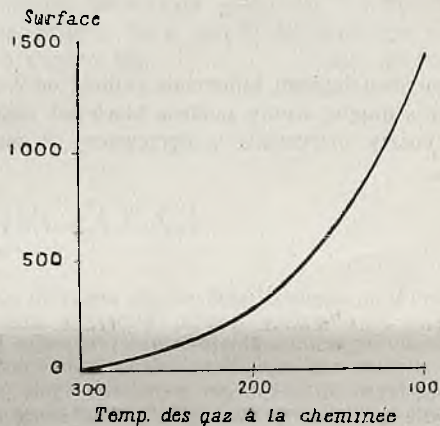
W odpowiednim podgrzewaczu z blachami równoległemi, przeciwnie, to samo zanieczyszczenie zmniejsza przejście gazów tylko o 7%, co zwiększa opór ruchu gazów tylko nieznacznie.

O wiele trudniejsze jest czyszczenie aparatu z masami. Przy 100 m^2 powierzchni ogrzewalnej mamy 10.000 małych kanałów do czyszczenia, które mają ostre kąty, gdzie osiada i mocno przywiera osad; wtedy gdy w podgrzewaczu rurkowym z tą samą powierzchnią, ilość rurek, szerszych i łatwiejszych do czyszczenia, wynosi poniżej 200, w podgrzewaczu zaś z blachami równoległemi ilość ta nie przekracza 10.

Naogół trzeba stwierdzić szybki wzrost oporu nie tylko ruchu gazów, lecz i powietrza, ponieważ to ostatnie przechodzi po tych samych kanałach. Zdarza się również, iż wypadkowa iskra zapala ten cienkiemi warstewkami ułożony osad, płomień podtrzymuje dopływ powietrza i powoduje odkształcenie blach i wyłączenie aparatu z ruchu.

Drugi brak praktyczny podgrzewacza z masami to zupełny brak szczelności, co wynika z zasady jego konstrukcji, wypada bowiem przewidzieć znaczną grę między obrotowym bębnem i stałemi oddzielającemi powietrze od gazów przegródkami. Ponieważ różnica ciśnień pomiędzy dwiema przegródkami jest często bardzo znaczna, straty przez przeciek są duże: do 25% strat głównych.

W aparacie, przedstawionym na rys. 12, w części A^2 będziemy mieć ciśnienie, równe ciśnieniu pod rusztami plus opór systemu rurek, np. 50 *mm.* Ciśnienie w A_1 będzie, ma się rozumieć, jeszcze większe, np. 60 *mm.* W G_1 będziemy mieć odwrotnie: rozrzedzenie przy wyjściu z komina, np. 35 *mm*, skąd w G_2 będzie rozrzedzenie od 40 do 50 *mm.* Widzimy, iż różnica ciśnień między działami powietrza i gazów może przewyższać 100 *mm.*



Rys. 11.

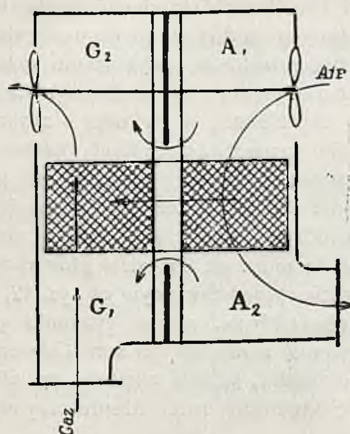
Do powyższych strat trzeba dodać jeszcze przenoszenie powietrza w komórkach bębna w momencie gdy te wstępują w sferę gazów i odwrotnie.

Skutki braku szczelności są fatalne: gazy oziębiają się, zużycie siły obu wentylatorów wzrasta, staje się niemożliwem otrzymanie ciepłego powietrza bez domieszki dymu, co przeszkadza jego użyciu dla celów wentylacji lub osuszania. Oziębienie gazów sprzyja kondensacji na blachach, i tu można właśnie zauważyć, iż blachy te są przeciętnie przy tej samej temperaturze, jak i blachy zwykłego podgrzewacza, lecz z przyczyny łatwej zmiany, potrzebnej do przewodzenia ciepła, temperatura ta jest niższą dla blach podgrzewacza z masami w momencie, gdy one przechodzą z powietrza do gazów.

Czasami zanieczyszczenie obu stron blach podgrzewacza uważają za potrzebne, jako ochronę przed ich studzeniem przez powietrze. Lecz trudno jest z tem się zgodzić, gdyż brud ten właśnie przeszkadza przenoszeniu ciepła.

Podgrzewacze z masami mają jeszcze tę wadę, iż wywołują ogłuszający hałas częściowo z powodu szybko obracających się wentylatorów.

Blachy tych aparatów mają grubość tylko 0,5 *mm*; by część ruchoma nie była zbyt ciężką, zresztą grubą blachę trudniej jest falować. Lecz cieńsza blacha daje powód do szybkiego zużywania się tych blach w porównaniu



Rys. 12.

z blachami równoległemi, które mają grubość od 2 do 3 *mm*. Ponieważ z drugiej strony zamiana blach jest trudna, więc naogół koszty utrzymania podgrzewaczy z masami są większe.

Wszystkie powyższe niewygody zmuszają konstruktora do unikania podgrzewacza z masami i do używania aparatu z równoległemi blachami.

WNIOSKI.

Coraz to więcej wchodzące w życie aparaty do podgrzewania powietrza sprowadzają się do trzech głównych typów:

1) Podgrzewacze powietrza z blachami równoległemi — najprostsze i najwięcej używane;
2) Podgrzewacze powietrza z rurkami, droższe i zajmujące więcej miejsca niż poprzednie i których użycie jest wskazane tylko tam, gdzie jest potrzebna absolutna szczelność.
3) Podgrzewacze powietrza z grzejącemi masami, posiadające teoretycznie wielkie zalety, lecz praktycznie trudne do zastosowania.

Ponieważ praktyka jeszcze nie wyczerpała wszystkich możliwości aparatów pierwszego typu, są one uważane, jako najwygodniejsze w chwili obecnej, wobec prostej i mocnej ich konstrukcji, oraz z powodu możliwości urzeczywistnienia wszelkiego rodzaju rekuperacji w jaknajlepszych warunkach praktycznych i ekonomicznych.

L. B.

POLEMIKA.

(W sprawie art. inż. *W. Paca* p. t. *Kilka uwag o wyborze silników Diesel'a* por. *Technika Cieplna*, 1929, str. 1—2).

1.

Autor na końcu swego artykułu podnosi zaletę silnika o krzywej zużycia paliwa IV w porównaniu z silnikiem o krzywej III, twierdząc, że prawa gałęź krzywej zapewnia przeciążanie silnika bez tych obaw, jakie musbudzić poprzedni, t. j. o krzywej III. Nie mogę znaleźći wytłumaczenia dla tego twierdzenia: ponieważ prawa gałęź krzywej IV, licząc od obciążenia $^4/_4$, leży ponad krzywą III, to podczas całego przeciążenia zużycie paliwa przy krzywej IV jest wyższe, niż przy krzywej III. Nie widzę więc powodu, dla którego należałoby uważać krzywą IV w zakresie przeciążenia za lepszą od III. Nawet łagodniejszy wzrost pierwszej nie może być poczytany za zaletę, ponieważ nie pochodzi z mniejszego zużycia paliwa przy przeciążeniu, tylko z większego przy obciążeniu normalnem. Pozatem jednak nie przeczę, że krzywa IV wogóle jest korzystniejszą od III, ponieważ daje mniejsze zużycie przy obciążeniach niższych od normalnego.

Pozatem mojem zdaniem zużycie paliwa przy przeciążeniu nie odgrywa takiej roli, jaką jej przypisuje autor. Podczas gdy silniki mogą i muszą nieraz przez czas bardzo długi albo nawet stale pracować przy obciążeniu częściowem, to tylko bardzo niewiele silników znosi dobrze długotrwałe przeciążenie, które w takim razie właściwie na nazwę przeciążenia — w sensie ruchowym — nie zasługuje. Zazwyczaj jednak silniki Diesla znoszą bez szkody tylko krótkie i niezbyt często się powtarzające okresy przeciążenia, wobec czego zużycie paliwa w tych okresach ma podrzędne znaczenie. Znacznie ważniejszem jest, aby silnik znosił przeciążenia bez szkody, t. j. aby nie było niebezpieczeństwa zatarcia lub pęknięcia tłoków, uszkodzenia zaworów wylotowych, nadmiernego zanieczyszczenia i t. p.

Prof. *L. Eberman*

2.

WYJAŚNIENIA AUTORA

W celu rozważenia cennych uwag p. Prof. Ebermana powrócę do myśli przewodniej mego artykułu, gdzie zastanawiam się nad pytaniem przemysłowca, dlaczego jego silnik w pracy zużywa średnio więcej paliwa, niż obiecywał dostawca.

Przyczynę upatruję w tem, że danemu silnikowi wypada pracować przeważnie przy takich obciążeniach, przy których zużywa on więcej ropy, niż w wypadku, o jakim mówiła oferta. Z tego też punktu widzenia rozpatruję przytoczone przykłady. Nie porównuję bynajmniej omawianych silników z punktu widzenia absolutnego zużycia przez nie ropy. To mi pozwala porównywać ze sobą pracę silników o tak różnej mocy, jak 75 KM (krzywa IV) i 360 KM (krzywa III). Obserwuję bowiem w obu tych silnikach sam tylko przebieg krzywych, t. j. odchylenia w zużyciu ropy przy przejściu od pełnego obciążenia.

Takie porównanie krzywych III i IV skłania mię do korzystniejszego sądu o krzywej IV, przyczem znów rozpatruję oba te silniki w zastosowaniu do elektrowni (gdzie przeważa niepełne obciążenie) i w warunkach fabrykacji (gdzie trzeba się liczyć z momentami większych przeciążeń).

W ofercie dostawcy zwracają zwykle specjalną uwagę tylko na zużycie ropy przy pełnem obciążeniu silnika. Nabywca więc, kupując silnik, scharakteryzowany krzywą III, spodziewa się, że silnik jego będzie zużywał 188 *gr/KMe/godz.* Tymczasem liczba ta odpowiada jednemu tylko punktowi krzywej i przy nieuniknionych wahaniach obciążeń, wobec niepomyślnego charakteru krzywej, średnie zużycie ropy w normalnych warunkach pracy wyniesie procentowo znacznie więcej.

Podobnie, kupując Diesel, odpowiadający krzywej IV, nabywca oczekuje, że silnik ten będzie zużywał normalnie 196 *gr/KMe godz.* Tymczasem przy tym charakterze krzywej przemysłowiec, pracując na niepełne obciążenie, nawet wygrywa, otrzymując średnie zużycie ropy niższe od obiecywanego. To stawiam w artykule jako największą zaletę krzywej IV, z czem się zgadza p. Prof. Eberman, chociaż wychodzi z innego niż ja założenia.

Interesuje mnie jednak jeszcze, jak się zachowają oba te silniki, gdy będą użyte do napędu maszyn i gdy choćby chwilowo chwilowo będą musiały przenosić znaczniejsze przeciążenia. Zgadzam się w zasadzie, że w chwilach przeciążeń niema decydującego znaczenia pewne zwięszenie zużycia ropy, Dlatego właśnie nie kwestjonuję i drugiej części krzywej IV. Zużycie ropy wzrasta tu stale, ale stopniowo. Wydaje mi się, że silnik ten *będzie łatwo znosił przeciążenia*", czego konieczność dla tak pracujących silników podnoszę w pierwszej części swego artykułu.

Nie mogę tego powiedzieć o krzywej III. Słowa „obaw" użyłem tu rozmyślnie. Stromo wznosząca się prawa gałęź tej krzywej powoduje przy skokach do 114% czy 120% obciążenia powoduje nagły i znaczny wzrost zużycia paliwa, przenoszący o 10%, a nawet 15% normalne zużycie ropy. W tych wypadkach nastąpi gorsze rozpylanie i złe spalanie wobec czego można wyrazić obawę, że przy powrocie do normalnych obciążeń silnik ten nie będzie zużywał tyle ropy, co poprzednio, ale więcej. Trzeba będzie silnik odczyścić i t. d.

Praktyka potwierdza te obawy i z wymienionych względów krzywą IV w całym jej przebiegu uznaję za lepszą od krzywej III. *Inż. W. Pac*

PRZEGLĄD WYTWÓRCZOŚCI

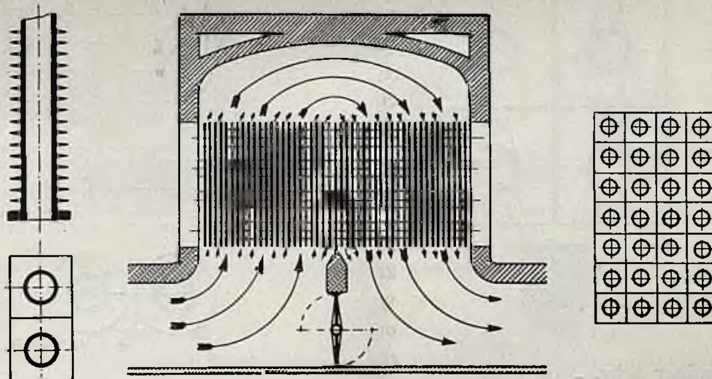
PRZEWODNICTWO CIEPLNE W EKONOMIZERACH ŻEBROWYCH.

Przy spalaniu węgla w instalacjach kotłowych, jako też w piecach przemysłowych wszelkiego rodzaju, powstają gazy spalinowe, które uchodząc do komina zawierają w sobie jeszcze znaczne zawartości ciepła. Ten fakt mający znaczny wpływ na straty cieplne jest nieunikniony, natomiast przez zastosowanie odpowiednich urządzeń, można straty te zmniejszyć do minimum.

Najracjonalniejszem urządzeniem zyskującem ciepło wylotowych gazów spalinowych jest podgrzewacz wody zasilającej dla kotłów parowych lub podgrzewacz powietrza. Budowa podgrzewaczy wody sięga czasów dość dawnych, albowiem już w r. 1845 spotykano ekonomizery typu Greena w Anglji, w wykonaniu o gładkich rurach żel. anych wprasowanych do komór zbiorczych. Ekonomizer tego typu utrzymał się do dnia dzisiejszego z niektóremi ulepszeniami konstrukcyjnymi i wadami.

W miarę wzrostu ciśnienia roboczego, udoskonalenie ekonomizera objęło całokształt jego konstrukcji, aby odpowiadać mógł stawianym mu wysokim wymaganiom ze względu na bezpieczeństwo i niezawodność ruchu.

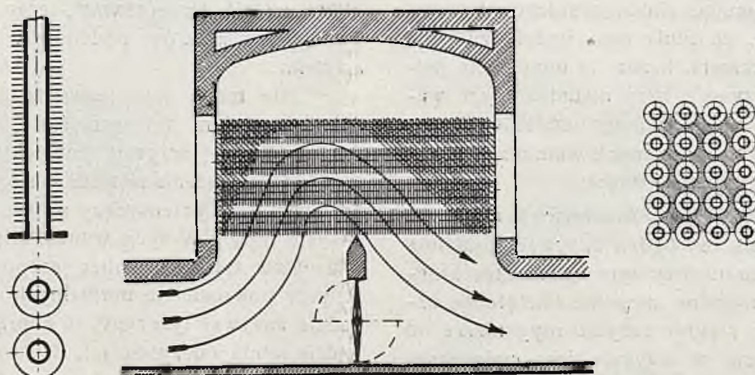
Do takich konstrukcyj nadających się na wysokie ciśnienia w samym podgrzewaczu budowane są pomiędzy innemi ekonomizery żebrowe o żebrach kwadratowych pat. „Stierle" które zapewniają nietylko bezpieczeństwo ruchu, ale i ekonomiczną eksploatację cieplną.



Rys. 1. Całkowite omywanie pow. ogrz. gazami przy ekonomizerach syst. „Stierle".

Poza układem kwadratowym żeber, spotykamy również konstrukcje ekonomizerów o żebrach kołowych. Zasadnicza różnica pomiędzy temi typami polega na tem, że w ekonomizerach żebrowych kwadratowych systemu „Stierle", konstrukcja żeber jest w taki sposób ujęta, że praktycznie biorąc, ich powierzchnia ogrzewalna łączy się

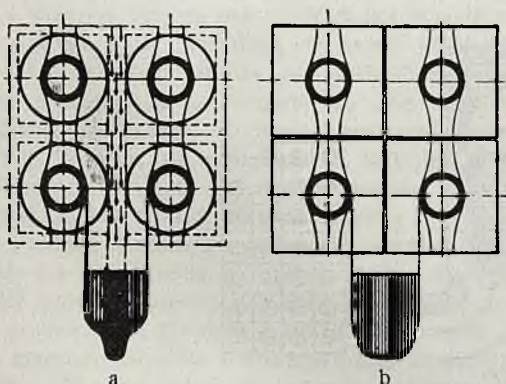
w szereg równoległych, zamkniętych ścian omywanych przez gazy spalinowe, podczas gdy przy żebrach kołowych-stykających się wzajemnie, pozostaje zawsze część powierzchni ogrzewalnej nie otoczona gazami. Najlepiej uwydatnia się to przy porównaniu rys. 1 i 2, z których wynika że w wypadku żeber kołowych, gazy wybierają drogę krótszą i przebywają ją krzywą najmniejszego oporu,



Rys. 2. Powstawanie martwych miejsc przy ekonomizerach o żebrach kołowych.

jako najłatwiejszą do przebycia ze względu na zmianę ciężaru właściwego i przedostają się do komina, wobec czego w kanałach mogą powstać „martwe miejsca" (rys. 2).

Te „martwe miejsca" mogą zmniejszyć odbiór ciepła w ekonomizerze. Na zakrętach przekroje przepływu gazów mają skomplikowany kształt, co może wpłynąć na wzrost oporu przepływu, powodując zmianę siły ciągu. Pozatem przy ekonomizerach o żebrach kołowych (rys. 2) tworzą się wolne przejścia między żebrami, przez które gazy przechodzą ze zwiększoną szybkością tworząc t. zw. „Pasy" co zresztą na rys. 3a (rys. 3b) wskazuje wykres szybkości równomiernie rozłożonej w ekonomizerze o żebrach kwadratowych np. syst. „Stierle". Dane te uzyskane przy pomiarach doświadczalnych 1) potwierdzają najzupełniej rozważanie analityczne poniżej wyszczególnione, 2) oparte są na wyliczeniach spółczynnika przewodnictwa cieplnego.



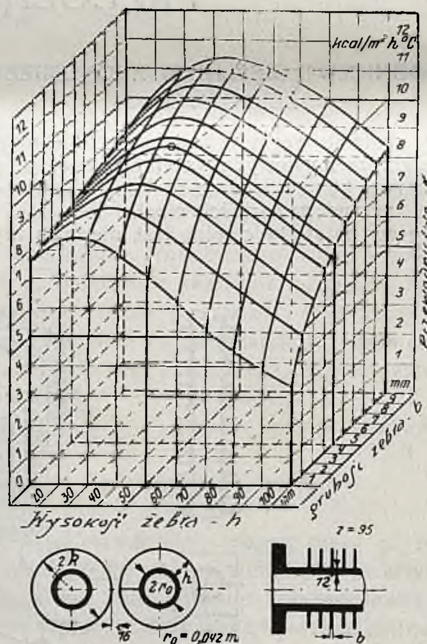
Rys. 3a. Ekonomizer żebr. „kołowy.
Rys. 3b. Ekonomizer żebrowy „kwadratowy" systemu „Stierle".

W myśl tych rozważań, powierzchnię ogrzewalną ekonomizerów oblicza się wg. ogólnie znanego wzoru:

$$H = \frac{W\,(t_{w_2} - t_{w_1})}{\left(\frac{t_{g_1} + t_{g_2}}{2} - \frac{t_{w_1} + t_{w_2}}{2}\right).K} = \frac{Q}{K\,.\,\Delta t}\,. \quad (1)$$

Gdzie oznaczono:
H — powierzchnia ogrzewalna omywana przez gazy w m^2,
W — ilość przepływającej wody w kg/godz,
t_{g_1}, t_{g_2}, t_{w_1}, t_{w_2} — temperatury gazów i wody na początku i na końcu powierzchni ogrzewalnej,
Q — ciepło przeniesione,
Δt — temperatura średnia,
K — przewodnictwo cieplne w kal. (m^2 h)

Wzór (1) uwzględnia bieg przeciwprądowy wody i gazów.



Rys. 4. Wpływ wymiarów żeber na przewodnictwo cieplne K przy ekonomizerach o żebrach kołowych.

Podstawiając do wzoru (1) wartości dla Q uzyskane dla żeber kołowych i kwadratowych, otrzymamy:

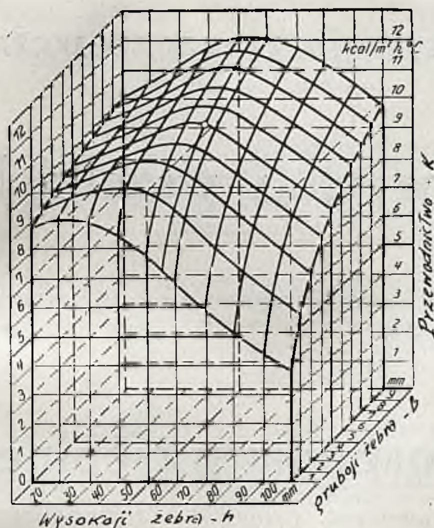
dla żeber kołowych:

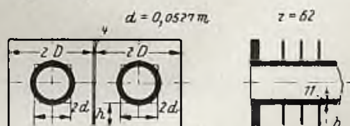
$$k_1 = \frac{t_0}{\Delta t}\left(\frac{2\pi z b \lambda}{H}.\zeta.\Phi + \frac{F_1}{H}.\xi.\alpha_g\right)$$

dla żeber kwadratowych:

$$k_2 = \frac{t_0}{\Delta t}\left(\frac{8\,z\,b\,\lambda}{H}.\zeta.\Phi + \frac{F_1}{H}.\xi.\alpha_g\right)$$

gdzie t_0 — różnica temperatur między temp. gazów i podnóżem żebra,





Rys. 5. Wpływ wymiarów żeber na przewodnictwo cieplne K przy ekonomizerach o żebrach kwadratowych.

z — liczba żeber jednego elementu,
b — średnia grubość żebra,
λ — spółczynnik przewodzenia ścian,
ζ — powierzchnia żeber omywana gazami,
ξ — powierzchnia rury omywana gazami,
F_1 — zewnętrzna powierzchnia rury żebrowej pomiędzy żebrami,
— spółczynnik przejścia ciepła i gazów na ściankę zewnętrzną,
Φ — spółczynnik Schmidt'a.[3])

Z powyższych wzorów wynika, że przy jednakokowych poszczególnych wielkościach, otrzymuje się przy kwadratowych żebrach większe przewodnictwo cieplne aniżeli przy żebrach kołowych.

Najlepiej zjawisko scharakteryzują liczby, gdy bowiem przewodnictwo między żelazem i wodą równe jest około 2,000, to przewodnictwo gazów na zewnętrzną powierzchnię wynosi ok. 20. Kwadratowe żebra tworzą więc tutaj wyrównanie pomiędzy powierzchniami ogrzewalnemi i dzięki wydatnemu powiększeniu powierzchni odbiorczej ciepła przez wprowadzenie kwadratowego układu tych żeber, wzrasta spółczynnik przewodnictwa w odniesieniu do rury gładkiej do wartości około 200.

Pomiary nad wpływem szybkości gazów i wody na wielkość przewodnictwa cieplnego, doprowadziły do wniosku, że podczas gdy różnica temperatur Δt oraz szybkość wody wywierają nieznaczny wpływ na K, to jednakowoż szybkość gazów wpływa tutaj wydatnie na tę wielkość przewodnictwa. Biorąc zaś pod uwagę że ustalenie wysokiej szybkości gazów wpływa na opory ciągu, zaś wzrost szybkości przepływu wody na spadek ciśnienia w rurach, spotykamy w ekonomizerach żebrowych pat. „Stierle" rrozwiązanie szeregowe przy połączeniu poszczególnych ur. W ten sposób uzyskuje się największe szybkości przepływu wody oraz duże przewodnictwo cieplne K, pozatem usunięta jest możliwość powstania poduszek powietrza i pary, któze, jak wiadomo, pociągają za sobą szkodliwe uderzenia wodne i parowe. Wady te powstają często w wypadku równoległego połączenia rur w ekonomizerach, gdy szybkość wody a więc jej temperatura i ciśnienie nie jest jednakowe.

Na rys. 4 i 5 wskazany jest wpływ wysokości i grubości żeber na wielkość przewodnictwa cieplnego K przy ekonomizerach kołowych i kwadratowych. Przez zwykłe porównanie wynika, że niezależnie od tych wymiarów, zawsze otrzymamy wartość dla K większą przy ekonomizerach żebrowych kwadratowych aniżeli przy żebrach kołowych.

M. R.

[1]) „Die Wärme", Januar 1928.
[2]) Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen Febr. 1929.
[3]) V. D. I. Bd. 70 1926 S.885.

SPROSTOWANIA. *)

KILKA UWAG W SPRAWIE ELEKTRYFIKACJI POLSKI.

Do tabeli 6 drugiej części mojego artykułu w Technice Cieplnej z 1928 r., na stronicy 197 wkradła się omyłka, której wykrycie zawdzięczam uwadze czytelnika pana Jezierskiego i szczerze mu za to dziękuję. Omyłka polega na tem, że przez prędkość, przy obliczeniu kosztu przesyłania prądu dla składnika zależnego od kosztu przesyłania prądu od kosztu instalacji stale popelniano błąd przy mnożeniu na suwaku. Po przeliczeniu składnika na 12½% tabela 6 będzie wyglądała następująco:

Tabela 6

miasto	na razie				potem			
	Mil kWh	koszt gr. 1	2	ogółem	Mil kWh	koszt gr. 1	2	ogółem
Warszawa	110	1,97	0,55	2,52	220	1,58	0,55	2,13
Łódź	110	0,82	0,45	1,27	220	0,62	0,45	1,07
Częstochowa	55	0,55	0,26	0,81	110	0,44	0,26	0,7
Radom	55	1,25	0,43	1,66	110	0,95	0,43	1,38
Kielce	55	0,85	0,34	1,19	110	0,7	0,34	1,04
ogółem	385	1,20	0,40	1,6	770	0,94	0,40	1,34

Koszt prądu podstawowego wyniesie odpowiednio dla Warszawy 3,0 + 2,52 . 1,15 = 5,87 gr., a dla Łodzi 4,46 gr.

Wynik ten nie tyle obala mój wniosek ostateczny co do potrzeby przesyłania obciążenia podstawowego z Zagłębia, co odsuwa cokolwiek jego termin i nakazuje poszukiwać rozwiązania nowego przez wybór tańszych konstrukcyj i materjałów dla linij i podstacyj.

J. Obrąpalski, inż.

*) Sprostowanie zjawia się z opóźnieniem z powodów od autora niezależnych (*przyp. Red.*)